

DOTTORATO DI RICERCA
INGEGNERIA DELLE MACCHINE E DEI SISTEMI
ENERGETICI

Ciclo XXI

Settore/i scientifico disciplinari di afferenza: ING-IND/14

SULLA ENERGIA DISSIPATA IN ALCUNI
ORGANI DI MACCHINA

Presentata da: Ing. Sergio Maldotti

Coordinatore Dottorato

Relatore

Chiar.mo Prof. Davide Moro

Chiar.mo Prof. Pier Gabriele Molari

Esame finale anno 2009

Sommario

Questa tesi riguarda l'analisi delle trasmissioni ad ingranaggi e delle ruote dentate in generale, nell'ottica della minimizzazione delle perdite di energia.

È stato messo a punto un modello per il calcolo della energia e del calore dissipati in un riduttore, sia ad assi paralleli sia epicicloidale. Tale modello consente di stimare la temperatura di equilibrio dell'olio al variare delle condizioni di funzionamento. Il calcolo termico è ancora poco diffuso nel progetto di riduttori, ma si è visto essere importante soprattutto per riduttori compatti, come i riduttori epicicloidali, per i quali la massima potenza trasmissibile è solitamente determinata proprio da considerazioni termiche.

Il modello è stato implementato in un sistema di calcolo automatizzato, che può essere adattato a varie tipologie di riduttore. Tale sistema di calcolo consente, inoltre, di stimare l'energia dissipata in varie condizioni di lubrificazione ed è stato utilizzato per valutare le differenze tra lubrificazione tradizionale in bagno d'olio e lubrificazione a “carter secco” o a “carter umido”.

Il modello è stato applicato al caso particolare di un riduttore ad ingranaggi a due stadi: il primo ad assi paralleli ed il secondo epicicloidale. Nell'ambito di un contratto di ricerca tra il DIEM e la Brevini S.p.A. di Reggio Emilia, sono state condotte prove sperimentali su un prototipo di tale riduttore, prove che hanno consentito di tarare il modello proposto [1].

Un ulteriore campo di indagine è stato lo studio dell'energia dissipata per ingranamento tra due ruote dentate utilizzando modelli che prevedano il calcolo di un coefficiente d'attrito variabile lungo il segmento di contatto. I modelli più comuni, al contrario, si basano su un coefficiente di attrito medio,

mentre si può constatare che esso varia sensibilmente durante l'ingranamento. In particolare, non trovando in letteratura come varia il rendimento nel caso di ruote corrette, ci si è concentrati sul valore dell'energia dissipata negli ingranaggi al variare dello spostamento del profilo. Questo studio è riportato in [2].

È stata condotta una ricerca sul funzionamento di attuatori lineari vite-madrevite. Si sono studiati i meccanismi che determinano le condizioni di usura dell'accoppiamento vite-madrevite in attuatori lineari, con particolare riferimento agli aspetti termici del fenomeno. Si è visto, infatti, che la temperatura di contatto tra vite e chiocciola è il parametro più critico nel funzionamento di questi attuatori. Mediante una prova sperimentale, è stata trovata una legge che, data pressione, velocità e fattore di servizio, stima la temperatura di esercizio. Di tale legge sperimentale è stata data un'interpretazione sulla base dei modelli teorici noti. Questo studio è stato condotto nell'ambito di un contratto di ricerca tra il DIEM e la Ognibene Meccanica S.r.l. di Bologna ed è pubblicato in [3].

Abstract

This thesis deals with the analysis of the lubrication and the cooling of geared transmissions, with the intention of minimizing power losses.

A physical model was developed and calibrated for the calculation of the energy and the heat dissipated in the gearbox, for both parallel shaft and planetary geartrains. This model allows the determination of the equilibrium temperature of the oil for different operating conditions. Gearbox temperature calculation in their design is not yet widespread, but it is important, especially for compact gearboxes, as in planetary gearboxes, in which the maximum transmissible power is solely governed by thermal considerations.

The model here proposed was implemented in an automatic calculation system that can be tailored to various typologies of gearboxes. This calculation technique, furthermore, allows the determination of the energy dissipated under different lubrication conditions and was used to evaluate the difference between lubrication of a dry sump and an oil mist/humid gearbox.

The model was applied to the particular case of a two-stage gearbox: the first one with parallel gears and the second one with epicyclic gears. An experimental test carried out on a prototype, made within the scheme of a contract between DIEM and Brevini S.p.A. of Reggio Emilia, allowed the tuning of the model parameters [1].

Another investigation concerned the study of the energy dissipated in the meshing of two gears using a model that foresees the variations in the coefficient of friction along the contact zone. On the contrary, existing models are based on an average coefficient of friction despite recognition that it varies

during meshing.

In particular, in the absence of finding within published literature how the performance varies in the case of corrected profile, focus was given to the value of the energy dissipated in the gears at various changes of profile [2].

Research was conducted on the function of a power-screw linear actuator comprising a worm and nut.

It was found that the temperature in the contact between the worm and the nut is the most critical parameter for the functioning of this actuator. The ongoing wear mechanisms were studied with particular emphasis to the thermal aspect of the phenomena. Within the scheme of a contract between DIEM and Ognibene Meccanica S.r.l. of Bologna, a model based on an experimental test was developed for the determination of the running temperature, given the pressure, the velocity and the service factor. This model was compared to existing theoretical approaches [3].

Indice

Capitolo 1: Calcolo termico di riduttori 15

Considerazioni generali sulla lubrificazione	16
Regimi di lubrificazione	17
Lubrificazione idrodinamica	17
Lubrificazione elastoidrodinamica	18
Lubrificazione limite	23
Lubrificazione mista	26
Tipi di danneggiamento di ruote dentate connessi alla lubrificazione	26
Pitting	28
Micropitting	30
Usura adesiva	31
Usura abrasiva	32
Levigatura	34
Grippaggio	34
Lubrificazione dei cuscinetti	38
Calcolo dell'energia dissipata	42
Perdite per ingranamento	43
Perdite per ingranamento secondo ISO/TR 14179-1	45
Perdite per ingranamento secondo ISO/TR 14179-2	48
Perdite dovute alle ruote dentate e indipendenti dal carico	52
Perdite per sbattimento secondo ISO/TR 14179-1	53

Perdite per sbattimento nei rotismi epicicloidali	54
Portasatelliti a parete singola	55
Portasatelliti a parete doppia	58
Satelliti	59
Solare	60
Altre ruote	62
Perdite per espulsione dell'olio	63
Ingranamento tra satellite e corona	63
Ingranamento tra ruote generiche e tra solare e satelliti	64
Perdite per i cuscinetti	66
Momento di attrito indipendente dal carico	67
Momento di attrito dipendente dal carico	69
Perdite di potenze nei cuscinetti di riduttori epicicloidali	70
Perdite per le tenute striscianti	75
Calcolo del calore dissipato	77
Calore dissipato per convezione e irraggiamento da una cassa rettangolare ...	78
Trasmissione di calore per irraggiamento	80
Trasmissione di calore per convezione	81
convezione naturale	81
Convezione forzata	82
Calore dissipato per convezione e irraggiamento da una cassa a geometria assialsimmetrica	83
Trasmissione di calore per irraggiamento	86
Trasmissione di calore per convezione	86
Convezione naturale	86
Corrente perpendicolare all'asse della cassa	87
Corrente parallela all'asse della cassa	89
Calore asportato tramite fluidi di raffreddamento	91
Calcolo della temperatura di equilibrio	92

Capitolo 2: Applicazione del modello ad un caso reale	95
Caratteristiche del riduttore	96
Ruote dentate	100
Geometria	101
Cuscinetti	101
Olio	103
Sistema di calcolo automatico	105
Organizzazione della cartella di lavoro	108
Dati principali e risultati	109
Dati Geometria	111
Prova sperimentale	114
Prove con carico	115
Prove senza carico	118
Risultati	119
Confronto tra modello e risultati sperimentali	122
Confronto tra perdite in diverse condizioni di lubrificazione .	
125	
Lubrificazione a getto d'olio	125
Penetrazione dell'olio tra i denti	127
Tipi di lubrificazione a getto	129
Lubrificazione "a carter umido"	131
Calcolo delle perdite con lubrificazione "a carter umido"	132
Dimensionamento del circuito	134
Applicazione al riduttore in esame	136

Conclusioni	139
-------------------	-----

Capitolo 3: Energia dissipata per ingranamento 141

Modello di calcolo	143
Caratteristiche dell'ingranamento	144
Modello di contatto	147
Modello di attrito	150
Modello di efficienza	155
Efficienza di ruote dentate con spostamento del profilo ..	158
Condizioni di funzionamento considerate	159
Risultati numerici	161
Conclusioni	169

Capitolo 4: Studio termico di attuatori lineari vite-madrevite 171

Attuatori lineari vite-madrevite	172
Cause di avaria di attuatori vite-madrevite	174
Dimensionamento di accoppiamenti vite-madrevite	176
Relazioni quantitative relativa all'usura	177
Effetto della temperatura	179
Indagine sperimentale	182
Descrizione della prova	182
Risultati sperimentali	185

Conclusioni 190

Ringraziamenti 192

Bibliografia 193

Indice delle figure

Figura 1.1: Lubrificazione elastoidrodinamica	19
Figura 1.2: Pericolo di logoramento di ruote dentate	21
Figura 1.3: Lubrificazione limite	23
Figura 1.4: Lubrificanti con molecole polari	25
Figura 1.5: Usura adesiva (micro-grippaggio e grippaggio)	28
Figura 1.6: Usura abrasiva (graffiatura e rigatura)	28
Figura 1.7: Usura da fatica superficiale (pitting e spalling)	28
Figura 1.8: Immersione satelliti	56
Figura 1.9: Immersione portasatelliti a parete doppia	58
Figura 1.10: Angolo di immersione	62
Figura 1.11: Posizione di montaggio ruote dentate	65
Figura 1.12: Immersione cuscinetto	72
Figura 1.13: Immersione cuscinetti satelliti	74
Figura 1.14: Coefficiente di emissione	80
Figura 1.15: Cassa assialsimmetrica	84
Figura 1.16: Elemento della cassa	84
Figura 1.17: Corrente perpendicolare alla cassa	87
Figura 1.18: Corrente parallela alla cassa	89
Figura 1.19: Calcolo iterativo	94
Figura 2.1: Riduttore oggetto della prova	95
Figura 2.2: Complessivo riduttore (primo prototipo)	98
Figura 2.3: Complessivo riduttore (secondo prototipo)	99
Figura 2.4: Sistema di calcolo automatico	106

Figura 2.5: Riduttore sul banco di prova	116
Figura 2.6: Motore	116
Figura 2.7: Moltiplicatore di velocità e freno	117
Figura 2.8: Termocoppia per la temperatura dell'olio	119
Figura 2.9: Andamento temperature	120
Figura 2.10: Effetto della forza di Coriolis	128
Figura 2.11: Confronto tra i pesi delle varie perdite in diverse condizioni di lubrificazione	132
Figura 2.12: Confronto tra le perdite totali in diverse condizioni di lubrificazione	133
Figura 2.13: Modellazione dei circuito	137
Figura 3.1: Schema modello energia dissipata per ingranamento	143
Figura 3.2: Schema ingranamento	145
Figura 3.3: Andamento forza nell'ingranamento	149
Figura 3.4: Schema delle velocità nell'ingranamento	152
Figura 3.5: Rendimento al variare di coppia motrice, potenza, velocità di rotazione	162
Figura 3.6: Rendimento al variare del rapporto di ingranamento	163
Figura 3.7: Rendimento al variare della somma della correzioni con gioco di fondo costante	164
Figura 3.8: Rendimento al variare della somma della correzioni con diametro esterno fissato	165
Figura 3.9: Rendimento al variare della viscosità	166
Figura 3.10: Rendimento al variare della larghezza di fascia	167
Figura 4.1: Attuatore lineare vite-madrevite	172
Figura 4.2: Banco prova attuatori lineari	183
Figura 4.3: Termocoppia misura temperatura di contatto	184
Figura 4.4: Andamento temperature	186
Figura 4.5: Andamento carico assiale e coppia resistente	187

Figura 4.6: Relazione tra temperatura e parametro S	189
Figura 4.7: Condizioni di lavoro di attuatore vite-madrevite	191

Capitolo 1: Calcolo termico di riduttori

Nelle trasmissioni di potenza, i riduttori ad ingranaggi con profilo ad evolvente sono sistematicamente impiegati e garantiscono, normalmente, rendimenti elevati. In un'ottica di risparmio energetico, è importante progettare la trasmissione ponendo attenzione ad ottimizzarne il rendimento. Lo studio dell'efficienza di trasmissioni sta assumendo maggiore importanza per la crescente attenzione ai problemi di risparmio energetico.

L'efficienza di una trasmissione ad ingranaggi ne condiziona anche il funzionamento; la potenza dissipata nell'ingranamento, infatti, porta ad un aumento della temperatura; temperature maggiori, a loro volta, peggiorano la resistenza a fatica e ad usura delle ruote dentate e, inoltre, ne condizionano la lubrificazione.

Si osserva che la lubrificazione determina tra le altre cose le condizioni di attrito e, quindi, è legata all'efficienza della trasmissione ad ingranaggi; come sarà approfondito nel seguito, l'olio ha una funzione lubrificante, ma anche refrigerante e, quindi, è legato anche alla dissipazione di energia termica dalla trasmissione stessa.

Considerazioni generali sulla lubrificazione

Una prima e significativa parte del lavoro è stata dedicata alla ricerca bibliografica. Sono stati ricercati articoli, libri e pubblicazioni inerenti alla lubrificazione dei riduttori ad ingranaggi. Questa prima fase di lavoro ha permesso di identificare, tra tutti quelli presi in considerazione, una lista di documenti che si ritengono particolarmente rilevanti [4-16].

Un'attenzione particolare è stata dedicata alla lubrificazione a getto d'olio, che può essere una soluzione alternativa a quella tradizionale a sbattimento per avere migliore efficienza. Particolarmente rilevanti, a questo proposito, si sono rilevate le due Tesi di Laurea di L. Menegolo [11] e S. Pagliarani [12], entrambi laureatisi presso la Facoltà di Ingegneria dell'Università di Bologna.

L'olio nelle trasmissioni ad ingranaggi ha due funzioni che sono sempre entrambe presenti: attenuare attrito ed usura sui fianchi del dente e asportare calore; si utilizza, quindi, il termine lubro-refrigerazione. Queste due funzioni sono solitamente in contrasto tra loro e occorre bilanciare opportunamente queste necessità; ad esempio, nella scelta del tipo di olio occorre considerare che un'elevata viscosità migliora la sua capacità di lubrificazione, ma ne riduce la capacità di refrigerazione.

A seconda del tipo di riduttore, l'importanza di una funzione rispetto all'altra può essere diversa. Nei riduttori veloci, la geometria del meato e la velocità relativa di strisciamento possono portare alla formazione di uno strato di lubrificante che impedisce del tutto il contatto diretto tra i denti risolvendo efficacemente il problema della lubrificazione, mentre risulta difficoltosa la dissipazione del calore, a causa delle potenze in gioco che solitamente sono

elevate. Nei grandi e lenti riduttori industriali, al contrario, si realizza difficilmente una perfetta lubrificazione idrodinamica, mentre è meno critico il problema della refrigerazione.

Regimi di lubrificazione

In una trasmissione ad ingranaggi, la lubrificazione è importante per gli ingranaggi stessi e i cuscinetti di supporto dei vari alberi; i regimi di lubrificazione ai quali possono lavorare questi elementi sono classificati in tre categorie: lubrificazione idrodinamica, elastoidrodinamica e limite. Ingranaggi e cuscinetti lavorano in uno di questi tre regimi o in una loro combinazione.

Lubrificazione idrodinamica

Si parla di regime di lubrificazione idrodinamica quando esiste una pellicola di gas o di liquido che separa completamente le superfici in movimento relativo, impedendo il contatto diretto tra i due elementi. Questo è il regime di lubrificazione più desiderabile, poiché l'attrito è basso e l'usura è estremamente ridotta o, al limite, nulla. Negli ingranaggi, tale condizione si può verificare dove lo strisciamento dei denti in presa e la forma del meato permette la formazione di uno strato di olio che separi completamente i denti.

In condizioni di lubrificazione idrodinamica, la proprietà più importante dell'olio è la sua viscosità, che influenza direttamente lo spessore della pellicola di lubrificante; in prima approssimazione, si considera che lo spessore della pellicola sia proporzionale alla radice quadrata della viscosità, a parità di carico, geometria e velocità di strisciamento. Per ottenere lubrificazione efficace e minimizzare così l'usura, lo spessore della pellicola di olio deve essere maggiore della somma della rugosità superficiali.

Nelle ruote cilindriche a denti dritti, teoricamente non è mai possibile ottenere

un regime di lubrificazione idrodinamica puro perché lungo il segmento di contatto esiste un punto, corrispondente alla circonferenza primitiva, nel quale la velocità relativa di strisciamento tra i denti è nulla e, inoltre, la direzione di tale velocità relativa si inverte proprio in corrispondenza di tale punto.

La teoria della lubrificazione idrodinamica, invece, trova applicazione pratica nei cuscinetti striscianti (o radenti) e in quelli a pattini fissi od oscillanti. Il funzionamento di tali organi, infatti, corrisponde a tale teoria e il loro dimensionamento viene eseguito su tale base.

Lubrificazione elastoidrodinamica

La teoria della lubrificazione idrodinamica può essere estesa per studiare altri tipi di accoppiamento, in particolare le coppie cinematiche superiori. Casi importanti sono i contatti fra i corpi rotolanti e le piste nei cuscinetti, quelli fra i fianchi dei denti negli ingranaggi, quelli fra camma e cedente nei meccanismi con camme; il regime di lubrificazione che solitamente si instaura in tali elementi di macchine è detto lubrificazione elastoidrodinamica.

Lo studio teorico di questi casi viene condotto riconducendosi ad un “meato equivalente”, cioè schematizzando la coppia reale con un contatto di un cilindro su un piano; il raggio R del cilindro viene calcolato in modo che l'altezza del meato, nella zona di spessore minimo, abbia andamento analogo a quello del meato reale, con la seguente relazione:

$$R = \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2}$$

Dove:

- R è il raggio del cilindro del meato equivalente;
- R_1 e R_2 sono i raggi di curvatura dei contorni del meato.

Si può poi risolvere l'equazione di Reynolds e ottenere la distribuzione della pressione e l'altezza minima del meato. In questo modo si arriva a stimare che per le coppie superiori, nella maggior parte dei casi, il contatto dovrebbe

avvenire senza l'interposizione di una pellicola continua di lubrificante; l'esame dello stato delle superfici dopo un appropriato periodo di funzionamento, invece, indica che il contatto è di regola mediato dalla presenza di una pellicola di lubrificante. Questa evidenza sperimentale può essere spiegata perfezionando la teoria della lubrificazione idrodinamica, considerando sia la deformazione elastica del meato per effetto delle altissime pressioni in gioco, sia la dipendenza della viscosità del lubrificante dalla pressione. Si arriva così alla teoria della lubrificazione elastoidrodinamica, teoria che illustra come sia possibile la formazione di una pellicola d'olio completa, seppur sottile, tra le superfici in movimento.

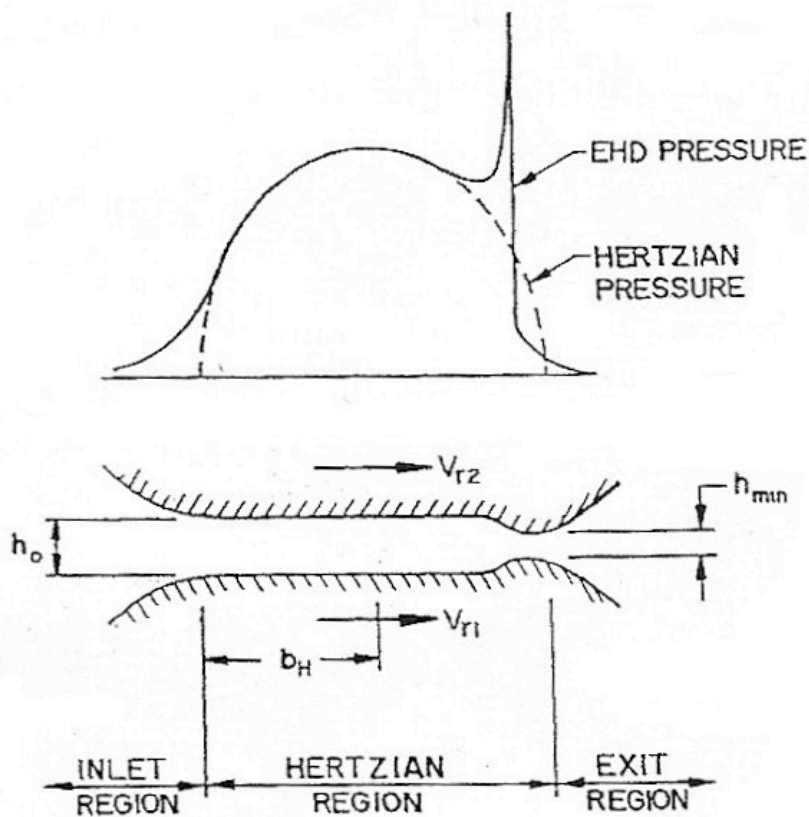


Figura 1.1: Lubrificazione elastoidrodinamica

In figura 1.1 è rappresentato un andamento tipico della pressione e dello

spessore di lubrificante in condizioni di lubrificazione elastoidrodinamica. Nel tratto corrispondente alla zona di schiacciamento, l'altezza del meato rimane circa costante e la pressione ha un andamento simile a quella hertziana del contatto diretto tra solidi; verso l'uscita, invece, si verifica di solito una diminuzione dell'altezza del meato e un caratteristico picco della pressione. La teoria considera il fatto che i metalli si deformano elasticamente e che l'olio intrappolato tra di essi è soggetto a pressioni hertziane molto elevate, le quali fanno aumentare di molto la sua viscosità al punto che l'olio stesso può essere considerato un solido per il breve tempo nel quale rimane a tali pressioni.

A condizione che la velocità delle ruote sia sufficiente, tra i denti di due ruote dentate con profilo ad evolvente, in corrispondenza della circonferenza primitiva, si instaura un regime di lubrificazione elastoidrodinamica, nonostante in tale punto la velocità di strisciamento sia nulla e si abbia solo un semplice rotolamento tra i due denti.

Un parametro importante è l'altezza minima del meato h_{min} perché, confrontandola con la rugosità superficiale, è possibile verificare se in una data coppia si stabilisce lubrificazione elastoidrodinamica o contatto diretto. Definendo la rugosità media dell'ingranamento come la media della rugosità delle due ruote, pari a $Ra_m = 0,5(Ra_1 + Ra_2)$, si hanno i seguenti casi:

- $h_{min} < 0,7 Ra_m$ prevale la lubrificazione limite, cioè le superfici entrano in contatto diretto e si ha quindi il pericolo di danni superficiali
- $h_{min} \approx Ra_m$ si instaura un regime di lubrificazione elastoidrodinamica parziale
- $h_{min} > 2 Ra_m$ la lubrificazione è elastoidrodinamica, non c'è pericolo di danni superficiali e si ha poca usura

È utile definire lo "spessore specifico del film lubrificante", pari a $\lambda = h_{min}/Ra_m$. Si

può così utilizzare un grafico tipo quello riportato nel seguito, tratto dalla normativa AGMA 2001-B88 del 1988, che riporta le curve di probabilità percentuale del pericolo di logoramento delle superfici dei denti di un ingranaggio in funzione della velocità periferica sulla circonferenza primitiva e dello spessore specifico del film lubrificante.

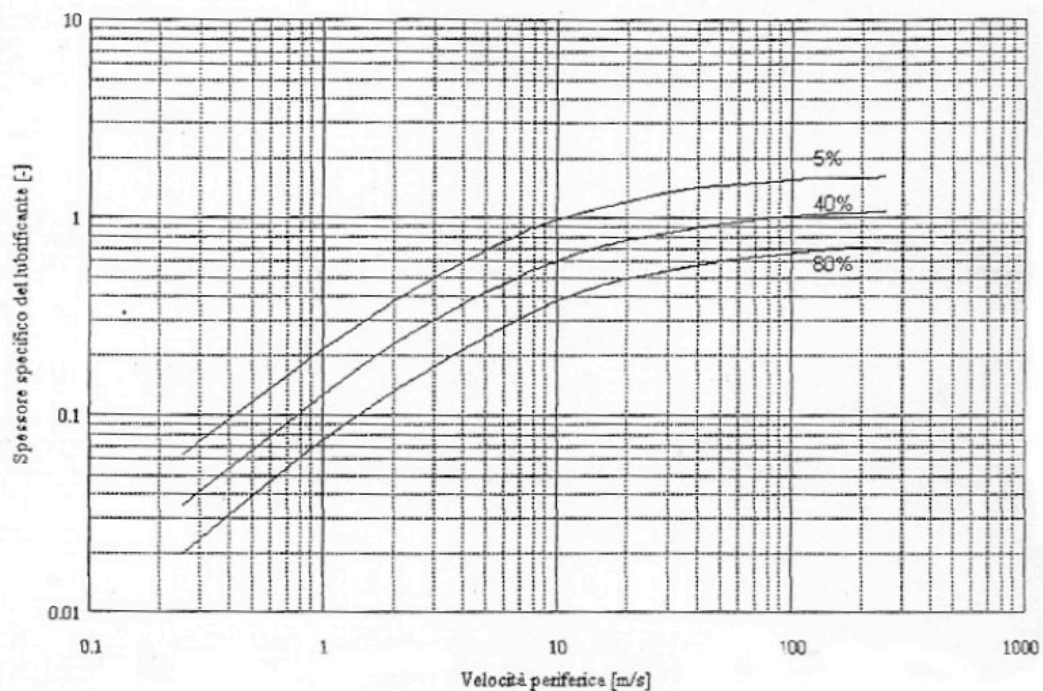


Figura 1.2: Pericolo di logoramento di ruote dentate

Per le ruote dentate, si è detto che lo spessore minimo del film lubrificante sui fianchi del dente (h_{min}) è indice del tipo di lubrificazione tra le superfici a contatto.

L'altezza minima di meato può essere calcolata con la seguente relazione [11]:

$$h_{min} = \frac{1.63 \alpha^{0.54} (\mu_0 V_e)^{0.7} \rho_n^{0.43}}{(X_r W_{Nr})^{0.13} E_r^{0.03}}$$

Dove:

- E_r è il modulo di elasticità equivalente;
- V_e è la velocità entrante, pari a $V_{r1} + V_{r2}$;
- α è il coefficiente di viscosità a compressione del lubrificante;
- μ_0 è la viscosità dinamica del lubrificante alla pressione atmosferica e alla temperatura superficiale del dente;
- X_r è un coefficiente, detto “fattore di ripartizione del carico”, che tiene conto della suddivisione del carico tra coppie successive di denti;
- W_{Nr} è il carico unitario normale, pari al rapporto tra il carico normale di lavoro W_n e la minima lunghezza di contatto L_{min} ;
- ρ_n è il raggio di curvatura normale relativo, definito dalla seguente relazione, nella quale Ψ_b è l'angolo d'elica di base dell'ingranaggio:

$$\rho_n = \frac{\rho_1 \rho_2}{(\rho_1 \pm \rho_2) \cos \Psi_b}$$

Il modulo di elasticità equivalente è definito dall'espressione seguente:

$$\frac{1}{E_r} = \frac{1}{2} \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)$$

Dove:

- E_1 ed E_2 sono i moduli di elasticità dei due materiali;
- ν_1 e ν_2 sono i rispettivi coefficienti di Poisson.

La velocità entrante è pari a:

$$V_e = V_{r1} + V_{r2} = \omega_1 \rho_1 + \omega_2 \rho_2$$

Dove:

- $V_{r1,2}$ sono le velocità di rotolamento;
- $\omega_{1,2}$ sono le velocità angolari;
- $\rho_{1,2}$ sono i raggi trasversali di curvatura delle due superfici.

Come si deduce dagli esponenti presenti nell'espressione di h_{min} , lo spessore della pellicola di lubrificante è determinato principalmente dalla velocità entrante, dalla viscosità e dal coefficiente di viscosità a compressione, mentre le proprietà elastiche dei denti delle ruote e il carico hanno influenze

relativamente piccole. Succede che l'elevata rigidezza del lubrificante lo rende quasi insensibile al carico e un aumento di quest'ultimo, quindi, fa aumentare la deformazione elastica della superficie del dente, piuttosto che far diminuire lo spessore della pellicola d'olio.

Lubrificazione limite

Si parla di lubrificazione limite quando non si instaura un regime di lubrificazione idrodinamica o elastoidrodinamica e si verifica, dunque, il contatto tra i due membri. In realtà, soprattutto se i membri sono metallici, il contatto diretto su tutta la superficie dell'accoppiamento si realizza solo in condizioni ideali in laboratorio perché, come si vede in figura, esistono vari strati che impediscono un contatto diretto, anche in assenza di una sostanza lubrificante interposta fra i membri.

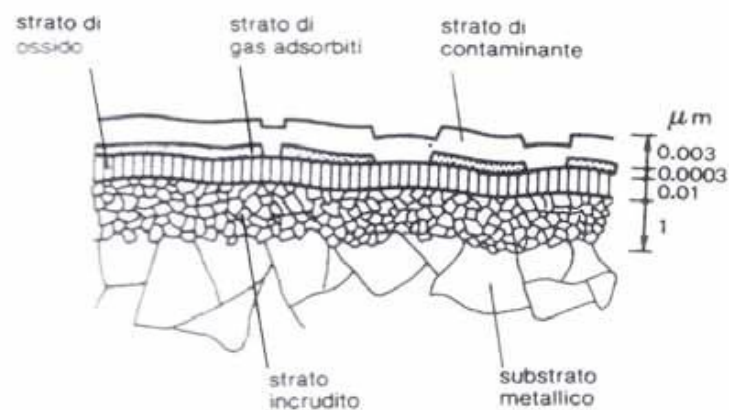


Figura 1.3: Lubrificazione limite

Se la pellicola di lubrificante ha uno spessore insufficiente, può accadere che il contatto tra i membri asporti i primi strati protettivi naturali, quali gli ossidi, e porti i metalli in contatto diretto, fatto che provoca un notevole aumento dell'usura. Il regime di lubrificazione limite, invece, si caratterizza per la

presenza di una pellicola di lubrificante così sottile da non impedire del tutto il contatto tra le asperità delle due superfici, ma comunque ben aderente alle superfici di contatto e, quindi, in grado di ostacolare la formazione di microgiunzioni, riducendo l'ampiezza delle zone di contatto diretto e la resistenza dei loro collegamenti. In tali condizioni si ha una sensibile riduzione del coefficiente di attrito di strisciamento rispetto al caso di superfici asciutte.

Il regime di lubrificazione limite si ha, ad esempio, nel caso che la testa del dente di una ruota cilindrica a denti dritti strisci troppo vicino alla base del dente opposto. Nei riduttori ad ingranaggi, si ha lubrificazione limite anche durante l'avviamento, l'arresto, ad alti carichi, ad alte temperature, a basse velocità e negli ingranaggi a vite senza fine. In generale, si è in condizioni di lubrificazione limite quando la combinazione tra velocità di strisciamento, forma del meato e carico non permettono il formarsi di una pellicola di lubrificante di spessore sufficiente.

La proprietà più importante dell'olio per far fronte al danneggiamento connesso ad un regime di lubrificazione limite è la sua untuosità, cioè l'attitudine a formare uno strato fortemente aderente su di una superficie. I lubrificanti che presentano naturalmente le migliori attitudini alla formazione di sottili strati untuosi e resistenti sono quelli che possiedono molecole polari, cioè molecole nelle quali esiste una separazione permanente di cariche elettriche positive e negative, come ad esempio le molecole degli acidi grassi. Questi tipi di molecole aderiscono ad una superficie metallica per attrazione elettrostatica, con una forza che dipende dalla intensità del momento delle cariche elettriche, che dipende a sua volta dalle dimensioni e dalla struttura delle molecole.

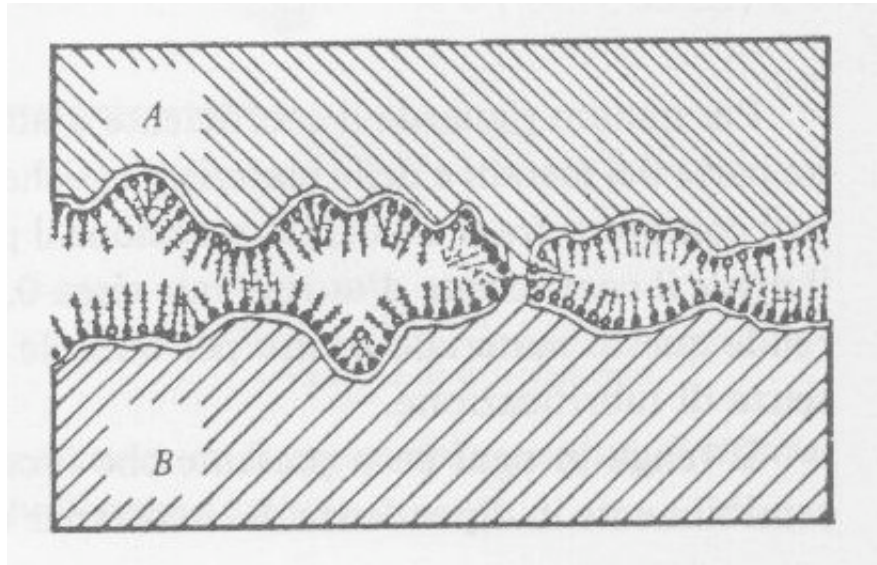


Figura 1.4: Lubrificanti con molecole polari

Le molecole tendono a disporsi come indicato in figura, ossia aderiscono al metallo con una estremità e si dispongono in modo da formare una pellicola compatta, capace di resistere alle penetrazioni delle asperità superficiali. Lo spessore dello strato è dell'ordine della lunghezza di poche molecole, da una a qualche decina, ossia di alcuni centesimi di μm . Per realizzare un buon adsorbimento del lubrificante fluido occorre che il solido abbia un'alta energia superficiale; questo è il motivo per il quale i metalli sono più facilmente lubrificabili dei non metalli.

Gli oli lubrificanti più comuni, in particolare quelli minerali, non contengono molecole polari, ma possono essere impiegati con successo anche in caso di lubrificazione limite grazie ad additivi anti-usura e anti-grippaggio. Molto efficaci sono gli additivi E.P. ("Extreme Pressure"), costituiti da composti organici a base di zolfo, cloro e fosforo che, alle elevate temperature raggiunte dall'interfaccia, danno luogo a saponi metallici con formazione di pellicole di solfuri, cloruri e fosfuri. Tali pellicole sono dotate di notevole stabilità termica. L'argomento è ripreso nel paragrafo relativo al grippaggio.

Lubrificazione mista

La lubrificazione idrodinamica, elastoidrodinamica o limite può avvenire in modo non ideale, ma misto. Ad esempio, durante l'ingranamento di un dente, si presentano solitamente tutti e tre i regimi di lubrificazione, consecutivamente o simultaneamente.

Tipi di danneggiamento di ruote dentate connessi alla lubrificazione

Per progettare un ingranaggio, occorre conoscere i numerosi fenomeni che concorrono in vari modi a danneggiarlo; poiché le cause di rottura possono essere molto varie, nel progetto occorrerà tenere conto di numerosi fattori, compresa la scelta del lubrificante e del suo metodo di applicazione. Nella "Nomenclature of Gear Tooth Failure Modes" [17], l'American Gear Manufacturers Association (AGMA) ha classificato 20 modi di guasto riuniti in alcune categorie. Certi tipi di guasto sono conosciuti con diversi nomi o termini qualificativi (iniziale, moderato, distruttivo, etc.). I principali tipi di danneggiamento sono riportati nella tabella seguente e tra parentesi i diversi termini per indicarli.

Si descrivono nel seguito le principali tipologie di guasti dovuti alla lubrificazione, trascurando quelli estremamente rari e quelli dovuti a sovraccarico o fatica, che possono essere influenzati dalla lubrificazione solo in via indiretta. Ad esempio, può succedere che il pitting, causando il deterioramento dei denti dell'ingranaggio, porti all'insorgere di forze dinamiche, che a loro volta possono determinare la rottura dei denti per fatica flessionale. In casi di questo tipo, la rottura di origine flessionale è secondaria e non direttamente correlata alla lubrificazione, mentre la causa prima del guasto è il pitting, che è influenzato dalla lubrificazione; incrementare le dimensioni

dell'ingranaggio per prevenire la rottura flessionale, quindi, non è la soluzione corretta e occorre, invece, migliorare le condizioni di lubrificazione.

Principali tipi di guasto	Fatica hertziana (hertzian fatigue)
<u>Sovraccarico (overload)</u>	Vaiolatura o pitting (iniziale, superficiale, distruttivo, scheggiatura, spalling)
Frattura fragile	Micro-vaiolatura o micropitting
Frattura duttile	(smerigliatura, chiazzeria grigia, grey staining, peeling, frosted areas)
Deformazione plastica	Sub-case fatigue (case crushing)
scorrimento caldo	
scorrimento freddo	
screpolatura (rippling, fish scaling)	
intaccatura (indentation, rolling, bruising, peening, brinelling)	<u>Usura (wear)</u>
rigatura	Adesione (normale, incipiente, leggera, moderata, severa, eccessiva)
flessione (bending), snervamento (yielding)	Abrasione (scoring, scalfittura, solcatura, cutting, gouging)
interferenza testa-piede	Corrosione
	Corrosione da sfregamento (fretting)
<u>Fatica flessionale (bending fatigue)</u>	Cavitazione
Fatica a basso numero di cicli	Danno da scarica elettrica
fatica ad alto numero di cicli	Levigatura o polishing (brunitura)
	<u>Grippaggio (scuffing)</u>
	Scuffing (scoring, galling, seizing, welding smearing, bruciatura, macchiatura, saldatura, iniziale, moderato, distruttivo)

I vari meccanismi d'usura generano dei danneggiamenti sulle superfici del materiale. Le fotografie seguenti mostrano come si presenta la superficie del dente di una ruota dentata che abbia subito uno dei vari tipi di usura.

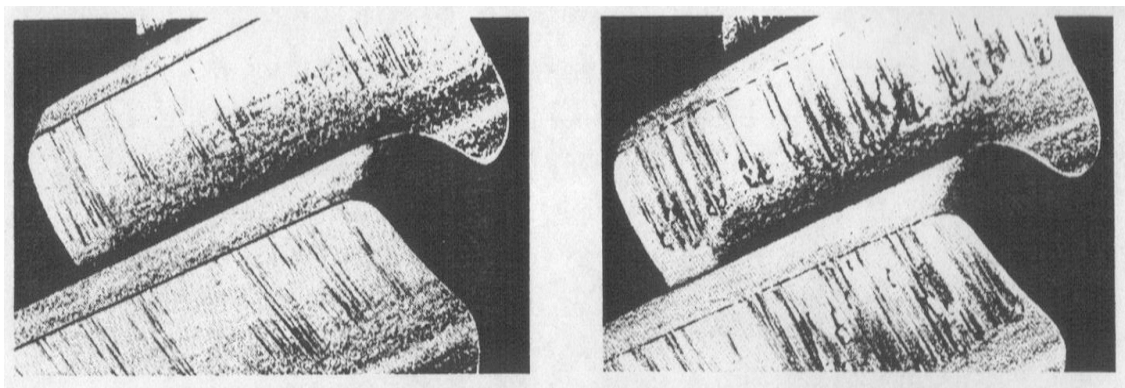


Figura 1.5: Usura adesiva (micro-gripping e gripping)

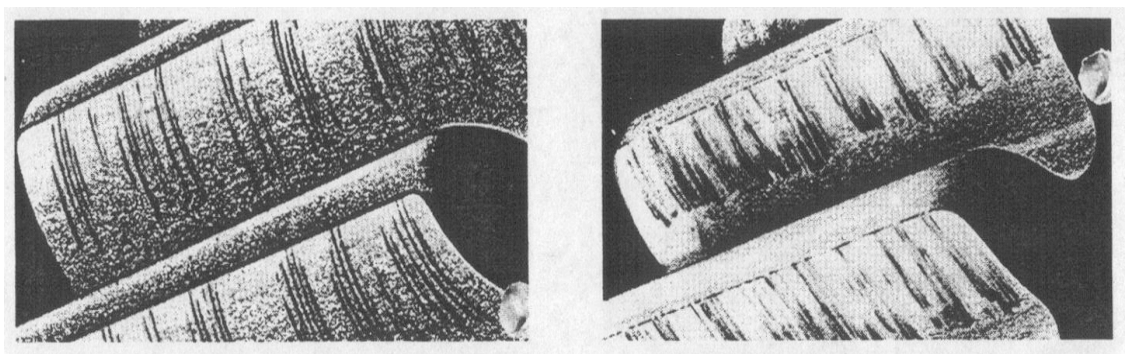


Figura 1.6: Usura abrasiva (graffiatura e rigatura)

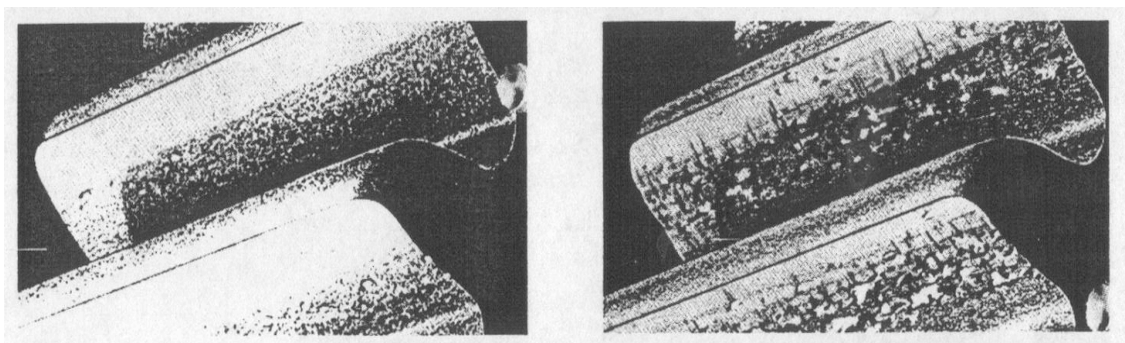


Figura 1.7: Usura da fatica superficiale (pitting e spalling)

Pitting

Il pitting (o vaiolatura) è una tipologia di guasto comune per i denti degli

ingranaggi ed è causato dalla pressione di contatto, solitamente elevata, unita ai numerosi cicli di carico ai quali è sottoposto il fianco dei denti. Il pitting, infatti, è un fenomeno di fatica che si contraddistingue dalla presenza di una cricca che inizia sulla superficie del dente o poco al di sotto; la cricca, poi, si propaga in direzione tendenzialmente parallela alla superficie del dente prima di deviare o di ramificarsi. Quando la propagazione è sufficiente per staccare dalla superficie un pezzettino di materiale, si forma un piccolo cratere, detto “vaiolo” o “buttero”; se diversi “butteri” hanno origine insieme, il buco più grande che ne risulta è spesso chiamato “spall” (scheggia).

Non esiste un limite di fatica per questa tipologia di danno e, quindi, il pitting può verificarsi anche con basse pressioni superficiali, se gli ingranaggi operano abbastanza a lungo. Per incrementare la resistenza al pitting di un ingranaggio, occorre mantenere bassa la pressione di contatto ed alta la resistenza del materiale e lo spessore specifico del film lubrificante. Per ottenere questi risultati, si può agire su vari parametri: alcune variabili geometriche (come il diametro, la larghezza di fascia, il numero di denti, l'angolo di pressione, etc.) possono essere ottimizzate per diminuire le tensioni dovute al contatto; leghe e trattamenti termici del materiale vanno scelti per ottenere superfici dei denti dure e con elevata resistenza e, in particolare, la massima resistenza al pitting si ottiene con ruote cementate, anche se tale soluzione presenta lo svantaggio del costo e della necessità di rettifica finale; inoltre, per quanto riguarda la lubrificazione, è bene assicurare ai denti un'adeguata quantità di olio fresco, pulito e secco, che abbia viscosità corretta e alto coefficiente di viscosità a compressione.

Il pitting può avere origine da un difetto superficiale o sottosuperficiale, quale un'inclusione non metallica. Nei denti degli ingranaggi, in particolare in quelli lenti, lo spessore di lubrificante è spesso scarso e, quindi, ci sono estese zone di contatto diretto tra le ruote; in queste condizioni, l'interazione tra le asperità può dare origine a inneschi e l'origine della cricca, quindi, spesso è superficiale.

Negli ingranaggi ad alta velocità, invece, lo spessore del lubrificante solitamente è sufficiente ad evitare il contatto diretto tra le asperità e, quindi, è più frequente il pitting di origine sottosuperficiale; in questi casi, la cricca parte solitamente da inclusioni e acciai più puri presentano una resistenza superiore al pitting.

Micropitting

Il pitting tradizionale porta alla formazione di crateri con dimensioni dell'ordine del millimetro e si verifica solitamente sui denti di ruote relativamente tenere, come per esempio quelle bonificate. Nel caso di ruote più dure (cementate-temprate, nitrurate) il guasto che solitamente si manifesta è il micropitting, nel quale i crateri hanno dimensioni molto minori, tipicamente nell'ordine di circa 10 μm di profondità.

Le zone dove si è verificato il micropitting appaiono smerigliate e, infatti, “smerigliatura” o “frosting” è un modo comune di chiamare il micropitting; un'altro nome col quale è conosciuto questo fenomeno è “chiazzeria grigia”, o “grey staining”, perché una superficie danneggiata a micropitting assume una caratteristica colorazione grigia. Analizzando, però, una superficie danneggiata da micropitting con un microscopio elettronico a scansione (SEM), si osserva che è un fenomeno di fatica del tutto analogo a quello del pitting classico, a parte l'estrema piccolezza dei crateri.

Spesso il micropitting non è distruttivo per la superficie del dente perché la sua diffusione si arresta dopo il rodaggio; i microvaioli (micropits) in alcuni casi vengono rimossi dall'azione leggermente levigante dell'usura durante il rodaggio, nel qual caso si parla di “cicatizzazione”. Tuttavia si possono presentare casi nei quali il micropitting si evolve nel più grave fenomeno del pitting, portando alla distruzione del dente.

Lo spessore specifico della pellicola di lubrificante è il parametro più

importante che influenza il micropitting; gli ingranaggi a bassa velocità (inferiore a 10 m/s), nei quali lo spessore del lubrificante è scarso, sono quindi facilmente soggetti a micropitting. Il danno si verifica più rapidamente sui denti delle ruote con maggior rugosità superficiale, quando il film lubrificante è scarso, in quanto sono maggiori gli inneschi superficiali; ingranaggi lucidati a specchio, quindi, sono i più resistenti al micropitting.

Alcuni esperimenti hanno mostrato che, a parità di durezza superficiale, le ruote temprate alla fiamma e ad induzione hanno resistenza al micropitting minore di quelle cementate; ciò è probabilmente dovuto al minore contenuto di carbonio degli strati superficiali delle ruote con tempra superficiale rispetto a quelle cementate.

Usura adesiva

L'usura adesiva è classificata come "lieve" (mild) se è confinata agli strati superficiali dei denti delle ruote. Se, viceversa, gli strati ossidati si rompono e viene scoperto il metallo puro, si ha di solito il passaggio ad usura adesiva "severa", che porta al grippaggio.

L'usura degli ingranaggi non può essere completamente eliminata in quanto, durante l'ingranamento, in alcune posizioni la velocità relativa tra i denti è nulla e, quindi, si è in condizioni di lubrificazione limite con conseguente contatto diretto tra i denti. Solo in ingranaggi veloci e poco caricati questo fenomeno diventa trascurabile. Pochi meccanismi ad ingranaggi, però, operano nelle condizioni migliori per la resistenza ad usura adesiva, cioè con superfici dei denti ben levigate, alte velocità periferiche e grosso spessore di lubrificante. Si vede, quindi, che l'usura adesiva è critica soprattutto per gli ingranaggi altamente caricati e operanti a bassa velocità (inferiore a 0,5 m/s). Prove su ingranaggi a bassa velocità hanno mostrato che le ruote nitrate hanno buona resistenza all'usura, mentre quelle cementate e bonificate hanno resistenza

simile tra loro, ma inferiore alla precedente. Una elevata viscosità del lubrificante può ridurre significativamente il tasso di usura, soprattutto per gli ingranaggi lenti.

La quantità di usura considerata tollerabile dipende dalla durata che ci si attende dall'ingranaggio e dalle necessità di controllare il rumore e le vibrazioni. L'usura è considerata eccessiva quando i profili dei denti sono usurati al punto che si verificano elevati carichi dinamici (e, quindi, vibrazioni e rumore) o quando lo spessore del dente è ridotto al punto che è possibile la rottura per fatica flessionale.

Quando vengono messe in opera unità ad ingranaggi nuove, il contatto tra i denti non è ottimale a causa degli inevitabili difetti di fabbricazione; si deve operare in modo da realizzare una fase di rodaggio con usura adesiva lieve, che liscia le superfici dei denti, aumentando lo spessore specifico del film lubrificante, e rimuove le piccole imperfezioni del profilo, incrementando l'area di contatto; in questo modo le condizioni di funzionamento migliorano e l'usura cala. Per assicurare che il tasso d'usura rimanga sotto controllo, è bene realizzare il rodaggio facendo funzionare i meccanismi ad ingranaggi nuovi con metà del carico e per almeno dieci ore.

Usura abrasiva

L'usura abrasiva sui denti delle ruote è causata, di solito, dalla contaminazione del lubrificante da parte di particelle dure e appuntite. Tali elementi contaminanti in parte sono contenuti nell'olio, in parte vengono prodotti dall'ingranaggio stesso durante il funzionamento, in parte sono già presenti nelle scatole al momento del montaggio o vi entrano attraverso le tenute e gli sfianti o, inavvertitamente, durante la manutenzione; tale tipo di usura è comunemente detta "usura a tre corpi". Con "usura a due corpi", invece, si intende il fenomeno nel quale particelle dure o asperità di un dente di una

ruota abradono direttamente la superficie di un dente dell'altra ruota; ciò si verifica quando le due ruote hanno durezza diversa e i denti della ruota più dura non sono accuratamente levigati.

Spesso la pulizia durante il montaggio non viene adeguatamente considerata; non è raro trovare sabbia, schegge di lavorazione, polvere di mola, residui di saldatura o altri detriti in scatole di ingranaggi nuove. Per rimuovere gli elementi contaminanti presenti, è opportuno filtrare e lavare il lubrificante prima dell'avviamento e, dopo le prime 50 ore di funzionamento, riempire di nuovo la scatola con il lubrificante indicato e installare un nuovo filtro dell'olio. Le particelle prodotte internamente sono di solito frammenti di usura, provenienti da ruote o cuscinetti, dovuti al pitting o all'usura. Queste particelle sono particolarmente pericolose perché sono molto dure, ma se ne può minimizzare il numero ottimizzando la resistenza a pitting ed usura.

I fori di sfiato nelle scatole servono per dare sfogo alle pressioni interne che si possono verificare in seguito alle espansioni e contrazioni causate dalle variazioni di temperatura. Tali sfiati vanno collocati in zone pulite e non pressurizzate ed è opportuno dotarli di un filtro per impedire l'ingresso di contaminanti. Negli ambienti particolarmente ostili la scatola può essere completamente sigillata e, in questo caso, le variazioni di pressione devono essere compensate da una camera di espansione.

Le procedure di manutenzione che richiedono l'apertura della scatola o dell'impianto di lubrificazione vanno condotte con estrema cura, al fine di evitare la contaminazione del sistema.

Si osserva comunque che non è sempre possibile adottare tutti questi accorgimenti o controllare che il cliente esegua correttamente la manutenzione di un riduttore ormai venduto. Di tutto questo occorre tenere conto in sede di progetto. Per ridurre l'usura abrasiva, è comunque utile controllare accuratamente il sistema di lubrificazione per assicurare agli ingranaggi la giusta quantità di olio pulito; nei sistemi con lubrificazione a circolazione

forzata, si può utilizzare un filtro, considerando che quelli dell'ordine dei 3 μm aumentano significativamente la vita degli ingranaggi; nei sistemi con lubrificazione a bagno d'olio, invece, è utile cambiare di frequente il lubrificante.

Levigatura

La levigatura dei denti è causata dalla presenza nel lubrificante di additivi chimicamente troppo reattivi, e porta la superficie dei denti ad avere una finitura a specchio. Benché i denti abbiano un bell'aspetto, l'usura da levigatura non è desiderabile perché modifica il profilo dei denti e, quindi, si riduce l'accuratezza della ruota dentata.

Gli additivi usati nei lubrificanti per prevenire il grippaggio comportano la formazione di solfuro e di fosfato di ferro sulle aree del dente in cui si hanno picchi di temperatura. Teoricamente, questi additivi dovrebbero reagire soltanto alle temperature nelle quali c'è pericolo di saldatura, ma, se il tasso di reazione è troppo alto, si ha una rimozione continua degli strati superficiali e l'usura di polishing può diventare eccessiva. In alternativa agli additivi solfo-fosforosi, sono disponibili lubrificanti anti-grippaggio con dispersione di borato di potassio, il quale deposita le pellicole senza reagire chimicamente col metallo.

Grippaggio

Si distingue tra grippaggio a freddo e a caldo. Ambedue le forme di danno vanno ricondotte ad un guasto della lubrificazione dei fianchi dei denti. Contrariamente al pitting e alla rottura flessionale, il grippaggio non rappresenta un danno da fatica e si può verificare, quindi, anche dopo un sovraccarico di breve durata.

Il grippaggio a freddo è un danno che si osserva raramente; si verifica

solitamente con basse velocità periferiche (sotto i 4 m/s) e, in prevalenza, su ingranaggi bonificati con qualità ridotta della dentatura.

Il grippaggio a caldo (o semplicemente grippaggio, o scuffing) è definito come un danno localizzato, causato dalla saldatura di fasi solide tra due superfici striscianti. È accompagnato dal trasferimento di metallo da una superficie all'altra, dovuto al processo di saldatura e rottura. Tale fenomeno può verificarsi in ogni contatto strisciante o rotolante nel quale la pellicola di olio non sia abbastanza spessa per separare le parti a contatto ed i suoi sintomi consistono in superfici microscopicamente ruvide, opache, lacerate.

C'è la possibilità di grippaggio nelle situazioni dove le ruote lavorino in regime di lubrificazione limite; infatti, se la pellicola di lubrificante è insufficiente per prevenire significativi contatti tra i membri, gli strati di ossido che normalmente proteggono le superfici dei denti si lacerano e le sottostanti parti metalliche possono saldarsi insieme. Lo strisciamento presente tra i denti delle ruote provoca poi la rottura delle giunzioni saldate, il trasferimento di metallo ed il danno.

A differenza del pitting e della fatica flessione, come già detto, il grippaggio non è un fenomeno di fatica e può presentarsi anche immediatamente dopo il primo avviamento; si osserva, anzi, che il pericolo di grippaggio è maggiore proprio al primo avviamento, prima che le ruote siano state rodute.

La teoria di Blok della temperatura critica [18] è ritenuta il metodo migliore per prevedere il grippaggio; essa afferma che il grippaggio si verifica nei denti delle ruote che strisciano in condizioni di lubrificazione limite quando la massima temperatura di contatto dei denti raggiunge un valore critico. Per gli oli minerali senza additivi E.P., ogni combinazione di olio e materiale di frizione ha una propria temperatura critica di grippaggio che è costante e indipendente dalle condizioni operative. Le temperature critiche di grippaggio, invece, non sono costanti per i lubrificanti sintetici e per quelli con additivi; esse devono essere determinate mediante appositi test che simulano da vicino le condizioni

operative delle ruote dentate.

Per gli oli minerali senza additivi antigrippaggio la temperatura critica cresce con l'aumentare della viscosità ed è compresa tra i 150 °C e i 300 °C. I lubrificanti ad elevata viscosità hanno una maggiore resistenza al grippaggio, ma si ritiene che ciò sia dovuto alla differente composizione chimica piuttosto che alla viscosità stessa. Tuttavia, un incremento della viscosità è certamente utile, poiché aumenta lo spessore del film lubrificante e riduce la temperatura generata dal contatto metallo-metallo.

La maggior parte degli additivi anti-grippaggio sono a base di zolfo e fosforo, i quali formano pellicole lubrificanti mediante la reazione chimica con le superfici dei denti, limitatamente al punto con elevata temperatura. Tali pellicole aiutano a prevenire il grippaggio perché formano sui denti uno strato solido che impedisce il contatto diretto tra i due denti. Le pellicole di solfuro e fosfato di ferro possiedono elevati punti di fusione che consentono loro di rimanere solidi sulle superfici dei denti anche alle elevate temperature di contatto. Il tasso di reazione degli additivi è massimo laddove sono massime le temperature di contatto dei denti delle ruote. A causa dell'azione di sfregamento dei denti, le pellicole superficiali si rompono e si riformano continuamente; in effetti, il grippaggio si previene sostituendolo con la corrosione lieve. Se gli additivi sono chimicamente troppo attivi possono causare usura da polishing, come già spiegato.

Il pericolo di grippaggio è legato alla temperatura totale di contatto (T_c), definita come la somma della temperatura di massa ("bulk temperature") della ruota (T_M) e di quella di flash (T_f), cioè:

$$T_c = T_M + T_f$$

La temperatura di massa è determinata dall'equilibrio termico delle superfici dei denti delle ruote prima del loro ingresso nella zona d'ingranamento; la temperatura di flash consiste, invece, in una crescita istantanea e locale della temperatura che si verifica sui denti a causa del calore d'attrito generato

nell'ingranamento. Qualsiasi accorgimento che riduca la temperatura di massa o la temperatura di flash riduce, quindi, la temperatura totale di contatto e diminuisce il rischio di grippaggio. Ad esempio, oli con viscosità più elevate aumentano lo spessore specifico della pellicola di lubrificante, il quale a sua volta riduce il calore di attrito e, di conseguenza, la temperatura di flash.

Il lubrificante, inoltre, svolge l'importante funzione di rimozione del calore dai denti delle ruote. Esso deve essere fornito in quantità tale da asportare il calore rapidamente e mantenere così una bassa temperatura di massa. Uno scambiatore di calore può essere utilizzato nei sistemi a circolazione d'olio per raffreddare il lubrificante, prima di inviarlo agli ingranaggi.

Il progettista può massimizzare la resistenza al grippaggio ottimizzando la geometria della ruota, così che i denti risultino più piccoli possibile, compatibilmente con le necessità di resistenza flessionale, in modo da ridurre l'aumento di temperatura connesso con lo strisciamento. La modifica dell'addendum (ruote corrette) può essere utilizzata per bilanciare e minimizzare l'aumento di temperatura che si verifica nell'addendum e nel dedendum dei denti. È anche possibile ridurre la temperatura con piccoli raccordi di testa e di piede, allo scopo di addolcire la trasmissione del carico all'inizio e alla fine del segmento di azione dove lo strisciamento è maggiore. La precisione nella forma dei denti e nell'allineamento delle ruote può anch'essa ridurre la temperatura, perché permette di distribuire in modo più uniforme il carico.

I materiali delle ruote vanno scelti considerando anche la loro resistenza al grippaggio; gli acciai da nitrurazione sono di norma quelli che meglio resistono al grippaggio, mentre gli acciai inossidabili sono tra i peggiori, poiché il sottile strato di ossido che li riveste è duro e fragile e si rompe facilmente sotto i carichi di strisciamento, scoprendo così il metallo nudo sottostante e favorendo il grippaggio. Per motivi analoghi, l'alluminio anodizzato presenta bassa resistenza al grippaggio.

La durezza non è sempre un parametro attendibile per valutare la resistenza al grippaggio, ma bisogna osservare che l'indurimento superficiale influenza direttamente il fenomeno in quanto consente di avere carichi lineari della fascia del dente di valore molto più elevato che negli ingranaggi soffici, circa il 70-80% maggiori. Dato che il carico tangenziale è il parametro che maggiormente influenza l'entità della temperatura di contatto dei denti, l'avaria da grippaggio costituisce un limite di progetto assai importante per gli ingranaggi duri, mentre è un problema quasi completamente assente negli ingranaggi soffici correttamente dimensionati. Questo è il motivo per il quale il problema del grippaggio è diventato importante solo recentemente, con la diffusione di ruote dentate sempre più dure.

Lubrificazione dei cuscinetti

I cuscinetti maggiormente utilizzati nei riduttori e nei meccanismi ad ingranaggi sono quelli volventi, principalmente a sfere, ma anche a rulli cilindrici e conici e a rullini. Si considera, quindi, soltanto questa tipologia di cuscinetto trascurando, invece, i cuscinetti a strisciamento, che vengono di norma preferiti soltanto quando è determinante la silenziosità di marcia, con numero di giri particolarmente elevato, se c'è esigenza di notevole precisione, se si desiderano diametri ridotti ed in presenza di forti carichi, scuotimenti e vibrazioni.

Rispetto a quelli radenti, i cuscinetti volventi, o a rotolamento, sono caratterizzati da un minore attrito all'avviamento e in esercizio e, quindi, minore sviluppo di calore a parità di carico, una lubrificazione più semplice, quasi priva di manutenzione e con quantità assai minori di lubrificante, una capacità portante maggiore per larghezza del cuscinetto, una unificazione delle dimensioni e della precisione; inoltre, non necessitano del rodaggio e non risentono dell'influsso del materiale dell'albero.

La presenza di lubrificante è importante per i cuscinetti dei riduttori ad ingranaggi così come per le ruote dentate e deve svolgere le sue due funzioni principali: lubrificazione e raffreddamento. Nel caso dei cuscinetti, il lubrificante è importante anche per rimuovere particelle di usura e impedire l'ingresso sulle piste di rotolamento di polvere e altre impurità.

I cuscinetti a rotolamento richiedono solo piccole quantità di lubrificante ed un eccesso può, al contrario, risultare dannoso. Se gli spazi vuoti del cuscinetto sono riempiti di lubrificante, infatti, si ha un notevole rimescolamento dell'olio e ne consegue un'inutile perdita di potenza, con conseguente calo dell'efficienza energetica, ed un aumento della temperatura di funzionamento; i surriscaldamenti, oltre ad essere indesiderabili dal punto di vista energetico, possono portare ad una riduzione della resistenza e ad una perdita di stabilità dimensionale e, quindi, ad una riduzione della vita del cuscinetto; in situazioni estreme, il rotolamento può risultare impedito.

I cuscinetti volventi, come le ruote dentate, operano attraverso il rotolamento e lo strisciamento di alcune superfici metalliche su altre ad esse coniugate; come gli ingranaggi, pertanto, anche i cuscinetti a rotolamento possono presentare guasti dovuti a fatica di contatto (pitting e micropitting), usura e grippaggio. Tacche, scalfitture, abrasione, corrosione e fretting sono le forme di usura più comuni nei cuscinetti volventi.

I cuscinetti a sfere e a rulli richiedono solitamente una lubrificazione fluida per poter funzionare a lungo e in modo soddisfacente. Solo in condizioni di temperatura e pressioni estreme e in applicazioni aerospaziali nel vuoto, si utilizza lubrificante solido, come il bisolfuro di molibdeno, ma si tratta di applicazioni non critiche per quanto riguarda i carichi e la durata di funzionamento.

Si è detto che la quantità di lubrificante necessaria è molto piccola e, quindi, è possibile lubrificare i cuscinetti con grasso contenente una piccola percentuale di olio, grasso al quale è impedita la fuoriuscita mediante guarnizioni montate

direttamente sui cuscinetti stessi; questa soluzione è possibile soltanto quando lo sviluppo di calore è ridotto e, quindi, non c'è necessità di raffreddamento.

Il regime di lubrificazione che si instaura nei cuscinetti volventi è simile a quello che c'è tra due ruote dentate, e cioè prevalentemente di tipo elastoidrodinamico, ma in alcuni momenti di tipo limite. Con riferimento ai cuscinetti volventi, si parla comunemente di lubrificazione a film sottile per indicare un regime di lubrificazione elastoidrodinamica caratterizzato però da una pellicola di lubrificante di spessore non sufficiente a garantire l'assenza assoluta di contatto diretto tra le superfici; queste sono le condizioni di lubrificazione che si instaurano normalmente, anche quando al cuscinetto viene addotto il giusto quantitativo di lubrificante.

Durante il funzionamento del cuscinetto, le irregolarità superficiali di pista ed elementi volventi possono penetrare la pellicola di lubrificante e si verifica così un contatto diretto tra i due elementi. Meno frequenti sono questi contatti, maggiore sarà la vita utile del cuscinetto e, quindi, è utile cercare di massimizzare lo spessore della pellicola per ridurre tali contatti.

Lo spessore della pellicola di lubrificante è normalmente nell'ordine del μm e aumenta al crescere della velocità di rotazione del cuscinetto e della viscosità dell'olio e al calare del carico. All'aumentare della temperatura si ha una diminuzione della viscosità e, quindi, peggiorano le condizioni di lubrificazione. Questa considerazione giustifica l'affermazione fatta precedentemente, e cioè che aumentando la quantità di lubrificante in un cuscinetto, e aumentando quindi anche la temperatura a causa delle maggiori perdite nel cuscinetto stesso, si ottiene un peggioramento delle condizioni di funzionamento anziché un loro miglioramento.

Si è detto che lo spessore della pellicola di lubrificante è normalmente nell'ordine del μm . Ciò comporta che la finitura superficiale dei componenti del cuscinetto risulta essere un fattore molto importante in quanto le piccole irregolarità superficiali, quali graffi e intaccature, hanno solitamente

dimensioni dello stesso ordine di grandezza e, quindi, possono perforare la pellicola stessa, facendo diminuire in modo significativo la vita utile del cuscinetto.

Calcolo dell'energia dissipata

Durante il suo funzionamento, un riduttore dissipa energia a causa di vari fenomeni. Ci sono, quindi, delle perdite di potenza che possono essere suddivise in perdite dipendenti dal carico e perdite indipendenti dal carico. Indicando con P_V le perdite totali del riduttore, si può, quindi, scrivere la seguente relazione, nella quale P_L sono le perdite dipendenti dal carico, P_N quelle indipendenti e P_A la potenza in entrata.

$$P_V = P_L + P_N = P_L(P_A) + P_N$$

Classificando le perdite, invece, in funzione del fenomeno dal quale sono generate, si distinguono:

- perdite per le ruote dentate (P_{VZ}), a loro volta suddivisibili in perdite dipendenti dal carico (per ingranamento, P_{VZP}) e perdite indipendenti dal carico (per sbattimento, espulsione dell'olio dai denti e ventilazione, P_{VZO});
- perdite per i cuscinetti (P_{VL}), a loro volta suddivisibili in perdite dipendenti dal carico (P_{VLP}) e perdite indipendenti dal carico (P_{VLO});
- perdite per le tenute striscianti (P_{VD}), che sono indipendenti dal carico;
- perdite dovute ad altre cause (P_{VX}), tra le quali è compresa la potenza che serve per un'eventuale pompa di circolazione dell'olio.

Le perdite dipendenti dal carico sono pari alla somma delle perdite per ingranamento (P_{VZP}) e nei cuscinetti, limitatamente alla parte dipendente dal carico (P_{VLP}):

$$P_L = \sum P_{VZP} + \sum P_{VLP}$$

Le perdite indipendenti dal carico, invece, sono:

$$P_N = \sum P_{VZO} + \sum P_{VLO} + \sum P_{VD} + \sum P_{VX}$$

Le perdite di potenza totali nel riduttore possono, quindi, essere scritte anche

nelle seguenti forme:

$$P_V = \sum P_{VZO} + \sum P_{VZP} + \sum P_{VL0} + \sum P_{VLP} + \sum P_{VD} + \sum P_{VX}$$

$$P_V = \sum P_{VZ} + \sum P_{VL} + \sum P_{VD} + \sum P_{VX}$$

La normativa di riferimento [6, 7] riporta il procedimento per il calcolo di questi contributi, ma solo per il caso di riduttori ad assi paralleli. Si è esteso tale procedimento di calcolo al caso dei riduttori epicicloidali, scegliendo le relazioni opportune e modificandole per tenere conto delle particolarità di tali riduttori. A questo proposito è stato molto utile lo studio della pubblicazione tedesca [13] (J.Kettler, "Ölsumpftemperatur von Planetengetrieben: Abschlußbericht; Forschungsvorhaben Nr. 313: Planetengetriebe-Sumpftemperatur", Frankfurt, 2002) che si riferisce in particolare proprio ai riduttori epicicloidali.

Avendo come base la normativa e utilizzando anche le indicazioni contenute in [13], si è messo a punto un modello di calcolo valido nel caso di riduttori epicicloidali in generale e ottimizzato per il particolare riduttore che è stato oggetto dello studio e che sarà descritto più dettagliatamente nel seguito. Si tratta di un riduttore a doppio stadio di riduzione: il primo stadio è ottenuto con due ruote a denti dritti, mentre il secondo stadio è un riduttore epicicloidale con corona fissa e albero di uscita collegato al portasatelliti.

Perdite per ingranamento

Esistono in letteratura numerosi modelli coi quali prevedere le perdite per ingranamento tra due ruote, ma nessuno dei modelli individuati tratta con sufficiente precisione il caso di ruote a dentatura interna che, invece, caratterizza un riduttore epicicloidale; è stato necessario, quindi, estendere i modelli per tenere conto di questa peculiarità e nel seguito sarà descritta la metodologia seguita.

I principali modelli disponibili in letteratura, raccolti e classificati in alcune

precedenti tesi di Laurea [11, 12] calcolano la potenza dissipata come prodotto tra un coefficiente di attrito medio, la potenza in ingresso e un coefficiente geometrico.

Sono stati eseguiti calcoli di massima per stimare le perdite nel primo stadio del riduttore di riferimento e si è visto che le differenze tra i risultati sono quasi completamente da attribuirsi al valore del coefficiente di attrito medio, che viene calcolato in modo diverso nei vari approcci. Se ne deduce che l'elemento critico nel calcolo delle perdite per ingranamento è proprio la stima del coefficiente di attrito medio lungo il segmento di contatto, mentre risulta sufficientemente affidabile il calcolo del coefficiente geometrico, calcolo che, anche se condotto in modo diverso in vari modelli, conduce a risultati molto simili. Quando è necessario eseguire il calcolo dell'energia dissipata per ingranamento con una buona approssimazione, ci si deve quindi rivolgere a dati sperimentali, che a volte sono disponibili in letteratura, a volte vanno appositamente ricavati.

Sono state proposte nel tempo varie relazioni per il calcolo del coefficiente di attrito; oltre a quelle presenti nelle normative [6, 7], ve ne sono molte altre. In particolare, nella tesi di Dottorato di Hai Xu [15] e nella sua pubblicazione seguente [16] vengono confrontati tra di loro e con risultati sperimentali i coefficienti di attrito calcolati con le varie relazioni al fine di evidenziare le differenze ed i limiti di ciascuna. Tali lavori mostrano con chiarezza che il coefficiente di attrito varia sensibilmente lungo il segmento di contatto e viene quindi spontaneo passare alla valutazione di un coefficiente di attrito variabile lungo il segmento di contatto stesso. Questo approccio è stato approfondito e ad esso è dedicato uno dei capitoli seguenti; qui ci si limita a presentare il calcolo tradizionale basato, come detto, su un valore medio del coefficiente di attrito; si descrivono, quindi, i due principali modelli che sono stati analizzati ed utilizzati: quello descritto nella pubblicazione tedesca [13], derivato da quanto indicato nella normativa ISO/TR 14179-2 [7] e quello utilizzato nella

normativa ISO/TR 14179-1 [6] che, invece, è di origine americana.

Perdite per ingranamento secondo ISO/TR 14179-1

La normativa ISO/TR 14179-1 [6] descrive come calcolare le perdite in riduttori ad ingranaggi solo nel caso di ruote a dentatura esterna. Tuttavia, in [8] si utilizzano relazioni simili a quelle contenute su tale normativa, illustrando però come eseguire il calcolo delle perdite per ingranamento in riduttori epicicloidali.

Utilizzando le relazioni offerte dalla normativa [6] per il calcolo delle ruote a dentatura esterna si arriva ad un valore del coefficiente geometrico che è in ottimo accordo con quello degli altri modelli disponibili in letteratura; tale calcolo è stato adattato al caso delle ruote a dentatura interna utilizzando le indicazioni di [8]. L'integrazione dei due modelli, quindi, consente di definire un procedimento di calcolo valido sia per ruote a dentatura esterna, sia per ruote a dentatura interna.

Il calcolo delle perdite va ovviamente eseguito per ciascuna delle coppie di ruote dentate in presa, sommando poi i vari contributi; per quanto riguarda la potenza utile trasmessa dai singoli satelliti dello stadio epicicloidale, secondo le indicazioni di [8] si ipotizza che la potenza si distribuisca sui 3 satelliti secondo un fattore 0,41, anziché secondo il fattore teorico pari a $1/3$, che caratterizzerebbe una situazione di distribuzione del carico in modo perfettamente uniforme.

Si segue la convenzione di utilizzare il pedice 1 per indicare le grandezze relative alla ruota motrice ed il pedice 2 per quelle relative all'altra ruota; ad esempio, nell'ingranamento tra solare e satellite il solare è indicato con 1 ed il satellite con 2, mentre nell'ingranamento tra satellite e corona il satellite è indicato con 1 e la corona con 2. Tutte le relazioni indicate, inoltre, si riferiscono sempre ad un singolo ingranamento.

Si definiscono i seguenti simboli:

- $z_{1,2}$ [-] è numero di denti della ruota 1 e 2, rispettivamente;
- $u = z_2/z_1$ [-] è il rapporto di ingranamento;
- b [mm] è la larghezza di fascia, pari alla larghezza di fascia minore tra ruota 1 e 2;
- $d_{p1,p2}$ [mm] sono i diametri primitivi di taglio delle ruote;
- $a_t = \frac{d_{p1} + d_{p2}}{2}$ [mm] è l'interasse di taglio delle ruote;
- a [mm] è interasse di funzionamento delle ruote;
- $d_{1,2}$ [mm] sono i diametri primitivi di funzionamento delle ruote, pari a

$$d_{1,2} = d_{p1, p2} \frac{a}{a_t} ;$$

- $r_{w1,w2}$ [mm] sono i raggi primitivi di funzionamento, pari alla metà del diametro primitivo di funzionamento;
- $r_{o1,o2}$ [mm] sono i raggi esterni delle ruote;
- α_n [-] è l'angolo di pressione nominale (di taglio);
- β [-] è l'angolo d'elica nominale;
- β_w [-] è l'angolo d'elica di funzionamento;
- T_1 [Nm] è la coppia motrice sulla ruota 1;
- n_1 [giri/1'] è la velocità di rotazione della ruota 1;
- P_a [kW] è la potenza utile in ingresso alla ruota 1.

Nota la geometria delle ruote e dell'ingranamento, il procedimento prevede di iniziare calcolando gli angoli di pressione trasversale nominale (α_n) e di funzionamento (α_{wt}) con le seguenti relazioni:

$$\alpha_n = \arctan \left(\frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} \right)$$

$$\alpha_{wt} = \arccos \left(\frac{a_t}{a} \cos \alpha_n \right)$$

Si calcola poi il valore dei coefficienti H_s , e H_t , detti rapporto di strisciamento di

approccio e di recesso, rispettivamente. Questi due coefficienti dipendono dalla geometria dell'ingranamento e si calcolano in modo diverso nel caso di ingranamento tra due ruote a dentatura esterna oppure tra una ruota a dentatura interna ed una a dentatura esterna.

Per l'ingranamento tra due ruote a dentatura esterna valgono le seguenti relazioni:

$$H_s = (u+1) \left[\left(\frac{r_{02}^2}{r_{w2}^2} - \cos^2 \alpha_w \right)^{0.5} - \sin \alpha_w \right]$$

$$H_t = \left(\frac{u+1}{u} \right) \left[\left(\frac{r_{01}^2}{r_{w1}^2} - \cos^2 \alpha_w \right)^{0.5} - \sin \alpha_w \right]$$

Invece, per l'ingranamento tra una ruota a dentatura esterna ed una a dentatura interna si utilizzano le seguenti:

$$H_s = (u-1) \left[\left(\frac{r_{i2}^2}{r_{w2}^2} - \cos^2 \alpha_w \right)^{0.5} - \sin \alpha_w \right]$$

$$H_t = \left(\frac{u-1}{u} \right) \left[\left(\frac{r_{01}^2}{r_{w1}^2} - \cos^2 \alpha_w \right)^{0.5} - \sin \alpha_w \right]$$

Si può poi calcolare il valore del coefficiente M , che è il parametro geometrico del calcolo delle perdite per ingranamento:

$$M = \frac{2 \cos \alpha_w (H_s + H_t)}{H_s^2 + H_t^2}$$

Come già evidenziato, la valutazione del coefficiente di attrito medio è particolarmente critica. È possibile utilizzare una delle tante relazioni proposte in letteratura o, ancora meglio, stimare il coefficiente di attrito mediante alcune prove sperimentali [11]. La relazione da utilizzare secondo la normativa [6] è la seguente:

$$f_m = \frac{v^{-0.223} K^{-0.40}}{3.239 V^{0.70}}$$

Dove:

- ν [cSt=mm²/s] è la viscosità cinematica dell'olio alla sua temperatura di funzionamento
- K [N/mm²] è una grandezza detta “intensità di carico” e da calcolarsi con la seguente relazione:

$$K = \frac{1000 T_1 (z_1 + z_2)}{2 b_w r_w^2 z_2}$$

- V [m/s] è la velocità periferica sulla circonferenza primitiva di funzionamento, da valutare come:

$$V = \frac{2\pi}{60} n_1 \frac{d_1}{2} \frac{1}{1000}$$

Si può, infine, calcolare la perdita di potenza nell'ingranamento, come il prodotto tra la potenza in ingresso, un coefficiente di attrito medio e un coefficiente legato alla geometria dell'ingranamento. La relazione da utilizzare è la seguente:

$$P_{VZP} = P_a f_m \frac{\cos^2 \beta_w}{M}$$

Questa relazione è solitamente riscritta per consentire di calcolare direttamente il valore delle perdite di potenza, espresse in kW, note la coppia motrice e la velocità di rotazione della ruota 1:

$$P_M = \frac{T_1 n_1 f_m \cos^2 \beta_w}{9549 M}$$

Perdite per ingranamento secondo ISO/TR 14179-2

Il secondo modello analizzato per il calcolo delle perdite per ingranamento, come precedentemente detto, è quello contenuto in [13] e derivante dalla normativa ISO/TR 14179-2 [7].

Si segue sempre la convenzione di utilizzare il pedice 1 per indicare le grandezze relative alla ruota motrice ed il pedice 2 per quelle relative all'altra ruota. Anche in questo caso, il calcolo va ovviamente eseguito per ogni coppia

di ruote dentate in presa e i risultati vanno sommati tra loro.

La potenza persa nell'ingranamento tra due ruote dentate (P_{VZP}) è espressa anche secondo questo modello come il prodotto tra la potenza in ingresso all'ingranamento stesso (P_a), un coefficiente di attrito medio (in questo caso indicato con μ_m) e un coefficiente che dipende dalla geometria delle ruote (indicato con H_V), detto “grado di perdita dell'ingranamento”.

La perdita di potenza sarà, quindi:

$$P_{VZP} = P_a \mu_m H_V$$

Il coefficiente di attrito medio, pur con tutte le limitazioni già descritte in precedenza, va calcolato con la seguente relazione:

$$\mu_m = 0,048 \left(\frac{F_{bt} l b}{v_{\Sigma C} \rho} \right)^{0,2} \eta_{Oil}^{-0,05} R_{am}^{0,25} X_L$$

Dove:

- F_{bt}/b [N/mm] è la forza di contatto per unità di lunghezza;
- η_{Oil} [mPas] è la viscosità dinamica dell'olio alla temperatura di funzionamento;
- R_{am} [μ m] è la media aritmetica delle rugosità superficiali delle due ruote;
- $v_{\Sigma C}$ [m/s] è la somma delle velocità nel punto primitivo;
- ρ [mm] è il raggio di curvatura pratica nel punto primitivo;
- X_L [-] è un fattore legato al tipo di lubrificante.

Il valore di F_{bt} , per ruote a denti dritti od elicoidali, può essere stimato come:

$$F_{bt} = \frac{F_t}{\cos \alpha_{wt}}$$

Dove:

- F_t è la forza tangenziale che si scambiano le due ruote;
- α_{wt} è l'angolo di pressione trasversale di funzionamento;
- b è la minima larghezza di fascia delle due ruote.

La normativa consiglia di assumere per F_{bt}/b un valore massimo pari a 150 N/mm e di fissarlo quindi pari a 150 N/mm anche se il valore calcolato

dovesse risultare maggiore.

La rugosità media va calcolata come $0,5(R_{a1}+R_{a2})$.

La somma delle velocità va calcolata, per ruote a denti dritti o elicoidali, con la seguente relazione:

$$v_{\Sigma C} = 2 v_t \sin \alpha_{wt}$$

Dove:

- v_t è la velocità periferica sulla circonferenza primitiva;
- α_{wt} è l'angolo di pressione trasversale di funzionamento.

Il valore massimo da considerare va limitato, da normativa, a 50 m/s.

Il raggio di curvatura ρ va calcolato dividendo il valore nominale del raggio di curvatura nel punto primitivo per il coseno dell'angolo d'elica su diametro di base; per ruote a denti dritti, come sono quelle nel riduttore in esame o più in generale negli epicicloidali, i due valori ovviamente coincidono.

Il fattore legato al lubrificante va fissato ai seguenti valori:

- $X_L = 1$ per olii minerali;
- $X_L = 0,8$ per polialfaolefine ed esteri;
- $X_L = 0,6$ o $X_L = 0,75(6/v_{\Sigma C})^{0,2}$ per poliglicoli;
- $X_L = 1,3$ per esteri fosforici;
- $X_L = 1,5$ per “traction fluids”.

Rimane poi da stimare il grado di perdita dell'ingranamento, per calcolare il quale occorre prima valutare i rapporti di condotta trasversali $\epsilon_{1,2}$ mediante la seguente relazione:

$$\epsilon_{1,2} = \frac{z_{1,2}}{2\pi} \sqrt{\left(\frac{d_{e1,e2}}{d_{b1,b2}}\right)^2 - 1} - \tan \alpha_{wt}$$

Dove:

- $d_{e1,2}$ è il diametro esterno di ciascuna ruota;
- $d_{b1,2}$ è il diametro di base di ciascuna ruota;
- α_{wt} è l'angolo di pressione trasversale di funzionamento;

- $z_{1,2}$ è il numero di denti di ciascuna ruota.

Si determinano di conseguenza i valori dei coefficienti E_1 ed E_2 , in base alle seguenti relazioni:

$$E_{1,2} = 0,5 - \epsilon_{1,2} + \epsilon_{1,2}^2 \quad \text{per} \quad 0 \leq \epsilon_{1,2} \leq 1$$

$$E_{1,2} = \epsilon_{1,2} - 0,5 \quad \text{per} \quad \epsilon_{1,2} > 1$$

$$E_{1,2} = 0,5 - \epsilon_{1,2} \quad \text{per} \quad \epsilon_{1,2} < 0$$

Si fissa, infine, il valore del coefficiente $H_{V\beta}$, che risulta pari ad 1 per ruote a denti dritti e che, in generale, va posto pari a:

$$H_{V\beta} = \frac{1}{\cos \beta}$$

Dove β è l'angolo d'elica.

Si può, quindi, calcolare il grado di perdita dell'ingranamento con la seguente relazione:

$$H_V = \pi \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) (E_1 + E_2) H_{V\beta}$$

Occorrono alcune considerazioni in merito alla potenza trasmessa dal singolo ingranamento (P_a): mentre nel caso di una coppia di ruote a dentatura esterna il calcolo è immediato, la situazione è più complicata nei rotismi epicicloidali. In prima approssimazione, la potenza trasmessa da ogni singolo satellite è pari alla potenza totale divisa per il numero di satelliti, cioè:

$$P_{a,sat} = P_{a,TOT} / n_{sat}$$

Tuttavia, per uno stadio epicicloidale caratterizzato da corona fissa e albero di uscita collegato al portasatelliti, che è il caso più comune, prove sperimentali portano a concludere che occorre considerare un valore diverso di potenza trasmessa da ogni singolo ingranamento [13] e pari a:

$$P_{GW,sat} = \frac{P_{a,sat} i_0}{i_0 - 1} = \frac{P_{a,TOT} i_0}{n_{sat} (i_0 - 1)}$$

Dove i_0 è il rapporto di ingranamento del rotismo ordinario associato, cioè il rapporto tra il numero di denti della corona (z_2) assunto col segno negativo

(poiché si tratta di una ruota a dentatura interna) e il numero di denti del solare (z_1):

$$i_0 = -|z_2|/|z_1|$$

Il valore di $P_{GW,sat}$ risulta minore di $P_{a,sat}$ e questo fatto viene normalmente giustificato pensando che il solare e il portasatellite si muovono nello stesso verso ed è come se una parte della potenza sia trasmessa senza moto relativo tra le ruote e, quindi, senza perdite.

Per la valutazione delle perdite per ingranamento di rotismi epicicloidali occorre, quindi, porre $P_a = P_{GW,sat}$ e moltiplicare poi il singolo contributo di perdite di potenza per il numero di satelliti presenti nel rotismo.

Perdite dovute alle ruote dentate e indipendenti dal carico

Si è detto che le perdite dovute alle ruote dentate e indipendenti dal carico sono le perdite per ventilazione, per sbattimento e per espulsione dell'olio dai denti.

Le perdite per ventilazione, dovute alla resistenza che oppone l'aria all'avanzamento dei denti delle ruote, sono solitamente del tutto trascurabili nei riduttori epicicloidali e assumono importanza solo con elevate velocità periferiche delle ruote; in questa sede si trascurano tali perdite.

Le perdite per espulsione dell'olio, al contrario, sono solitamente trascurabili, ma possono invece essere rilevanti nei riduttori epicicloidali a causa degli ingranamenti multipli e della presenza di ruote a dentatura interna; si descriverà, quindi, come stimare tali perdite.

In ogni caso, la parte più importante delle perdite indipendenti dal carico è quella dovuta allo sbattimento dell'olio contenuto nella cassa del riduttore stesso. Anche per questa tipologia di perdite si sono studiati entrambi i modelli presentati nelle due normative di riferimento [6, 7].

Perdite per sbattimento secondo ISO/TR 14179-1

La normativa ISO/TR 14179-1 contiene indicazioni utili solo al calcolo delle perdite per sbattimento in riduttori tradizionali con ruote a dentatura esterna. Ci sono però alcune considerazioni generali che si ritengono utili.

Le perdite per sbattimento di ciascuna ruota dentata possono essere pensate come composte da due parti: le perdite sulle due superfici laterali della ruota, considerate lisce, e le perdite sulla superficie esterna della ruota, in corrispondenza dei denti. Questo approccio è molto interessante e può essere facilmente esteso a varie tipologie di organi rotanti in un bagno d'olio.

La normativa propone due relazioni, ricavate da prove sperimentali, per valutare i due contributi delle perdite: la prima relazione consente di calcolare le perdite che si hanno sulle due superfici laterali di una ruota (P_{W1}), mentre la seconda relazione consente di calcolare le perdite sulla superficie esterna della ruota (P_{W2}). Le perdite totali dovute alla rotazione della singola ruota nel bagno d'olio saranno pari a $P_{W1}+P_{W2}$ e il calcolo dovrà essere condotto per ciascuna ruota dentata immersa nel bagno d'olio.

Le due relazioni, che forniscono il valore delle perdite, espresso in kW, sono le seguenti:

$$P_{W1} = \frac{1.474 f_g \nu n^3 D^{5.7}}{A_g 10^{26}}$$

$$P_{W2} = \frac{7.37 f_g \nu n^3 D^{4.7} b \left(\frac{R_f}{\sqrt{\tan \beta}} \right)}{A_g 10^{26}}$$

Dove:

- n [giri/1'] è velocità di rotazione;
- D [mm] è il diametro esterno della ruota o dell'elemento rotante;
- ν [cSt=mm²/s] è la viscosità cinematica dell'olio alla sua temperatura di funzionamento;
- A_g [-] è un coefficiente sperimentale, da assumere pari a 0,2 in mancanza

di prove sperimentali specifiche;

- b [mm] è la larghezza totale di fascia;
- R_f è il fattore di rugosità dei denti, pari a $7,93 - \frac{4,648}{m_t}$ con m_t pari al modulo trasversale della dentatura;
- β è angolo d'elica sul diametro primitivo, da assumere pari a 10° per ruote con angolo d'elica inferiore a tale valore;
- f_g [-] è il fattore di immersione, pari a 0 per ruota non immersa e a 1 per ruota completamente immersa.

Analogamente alle ruote dentate, anche gli altri organi rotanti nel bagno d'olio causano delle perdite. La normativa offre una relazione utile a stimare le perdite di organi lisci, quali gli alberi rotanti immersi nell'olio, che hanno le seguenti perdite:

$$P_{wl} = \frac{7.37 f_g \nu n^3 D^{4.7} L}{A_g 10^{26}}$$

Dove L [mm] è la lunghezza della parte immersa.

Con questo approccio è possibile calcolare le perdite per sbattimento dovute al portasatelliti, considerandolo come un elemento liscio; tuttavia, le perdite del portasatelliti, che nella realtà non è perfettamente pieno e liscio come un albero, saranno maggiori e si dovrà cercare sperimentalmente un diverso valore della costante A_g ; inoltre, il modello non consente di stimare l'effetto del particolare moto dei satelliti all'interno del bagno d'olio, moto caratterizzato dal fatto che l'asse dei satelliti ruota intorno al solare insieme al portasatelliti.

Perdite per sbattimento nei rotismi epicicloidali

Le perdite per sbattimento costituiscono, nei riduttori epicicloidali, una quota sul totale delle perdite che può essere particolarmente rilevante. In particolare i portasatelliti, insieme ai satelliti, danno generalmente luogo ad elevate perdite di potenza per sbattimento, sia per la loro dimensione sia per la profondità di

immersione. Tuttavia, come si è visto, i modelli più comuni non consentono di stimare con sufficiente precisione le perdite per sbattimento nei riduttori epicicloidali e, quindi, sono state condotte prove sperimentali per determinare l'entità di tali perdite [13]. Da tali prove sono state individuate espressioni per il calcolo delle perdite, in dipendenza dei dati geometrici, della velocità, della profondità di immersione e delle caratteristiche dell'olio.

A seconda del tipo di riduttore epicicloidale, le relazioni da considerare cambiano e si descrivono nel seguito i casi più importanti.

Portasatelliti a parete singola

Sono state condotte in [13] prove su portasatelliti a parete singola, cioè del tipo rappresentato nella figura 1.8, con interasse fino a 135 mm e velocità fino a 500 giri/1'; dalla valutazione statistica delle misure effettuate, sono state ricavate relazioni che esprimono la perdita per immersione di un portasatelliti a parete singola, denominate $P_{VZOPl;sl}$. Tali perdite sono la somma di due contributi che vanno stimati separatamente, e cioè le perdite dovute al solo portasatelliti ($P_{VZOPl;swl}$) e quelle dovute ai satelliti ($P_{VZOPl;sr1}$):

$$P_{VZOPl;sl} = P_{VZOPl;swl} + P_{VZOPl;sr1}$$

Le perdite di potenza dovute al solo portasatelliti possono essere stimate con la seguente relazione:

$$P_{VZOPl;swl} = 4,6295 \cdot 10^{-3} \cdot d_{stl}^{3,8} \cdot b_{stl} \cdot F_{e,Stl}^{1,1945} \cdot n_{s0}^{1,8559} \cdot \nu^{0,22} \cdot \rho$$

Dove il significato dei simboli è il seguente:

- d_{stl} [m] è il diametro esterno del portasatelliti;
- b_{stl} [m] è lo spessore della parete del portasatelliti;
- $F_{e,Stl}$ [-] è il attore di influenza del livello dell'olio per il portasatelliti;
- n_{s0} [giri/1'] è la velocità di rotazione del portasatelliti;
- ν [mm²/s] è la viscosità cinematica dell'olio alla temperatura di funzionamento;
- ρ [kg/m³] è la densità dell'olio alla temperatura di funzionamento.

Il fattore di influenza del livello dell'olio è il parametro che tiene conto dell'effetto del livello dell'olio e varia da 0, quando il portasatelliti non è immerso nell'olio, a 1, quando il portasatelliti è completamente immerso nell'olio.

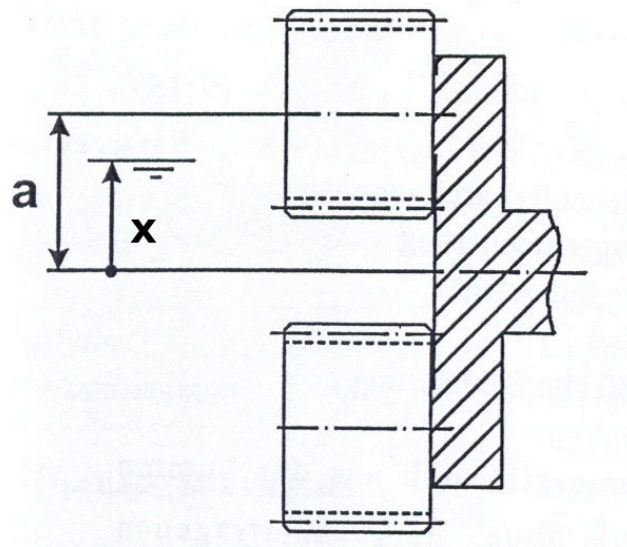


Figura 1.8: Immersione satelliti

Si indica con x il livello dell'olio rispetto all'asse di rotazione del portasatelliti, come rappresentato in figura 1.8. Il valore di x è la distanza tra il pelo libero del bagno d'olio e l'asse di rotazione ed è assunto positivo se il livello dell'olio è maggiore del livello dell'asse, negativo se il livello dell'olio è minore del livello dell'asse e pari a zero se il livello dell'olio coincide con l'asse. Questa grandezza sarà utilizzata più volte nel seguito, riferita a diverse grandezze di riferimento, per stimare l'effetto del livello dell'olio e va ovviamente espressa nella stessa unità di misura con la quale è espressa la grandezza di riferimento stessa (in questo caso, l'interasse a).

Indicando con x il livello dell'olio rispetto all'asse di rotazione del portasatelliti, il valore di $F_{e,Stl}$ può essere calcolato con le seguenti relazioni:

$$F_{e,Stl}=0 \quad \text{per} \quad x < -d_{Stl}/2$$

$$F_{e,Stl}=1 \quad \text{per} \quad x > d_{Stl}/2$$

$$F_{e,Stl} = \frac{1}{\pi} \arccos\left(\frac{-2x}{d_{Stl}}\right) \quad \text{per} \quad -d_{Stl}/2 \leq x \leq d_{Stl}/2$$

Per quanto riguarda la perdita di potenza dovuta ai satelliti, invece, occorre utilizzare la seguente relazione:

$$P_{VZOP1;sr1} = 1,2096 \cdot 10^{-2} \cdot Fak_{Pl1} \cdot |a|^{2,6} \cdot d_{a,Pl} \cdot b_{Pl} \cdot F_{e,aStl}^{0,9013} \cdot n_{s0}^{2,3706} \cdot \rho$$

Dove:

- a [m] è l'interasse tra solare (o portasatelliti) e satellite;
- $d_{a,Pl}$ [m] è il diametro esterno del satellite;
- b_{Pl} [m] è la larghezza di fascia del satellite;
- $F_{e,aStl}$ [-] è il fattore di influenza del livello dell'olio per i satelliti;
- n_{s0} [giri/1'] è la velocità di rotazione del portasatelliti;
- ρ [kg/m³] è la densità dell'olio alla temperatura di funzionamento
- Fak_{Pl1} [-] è il fattore del numero di satelliti.

Il fattore Fak_{Pl1} tiene conto del numero di satelliti montati sul portasatelliti e si deve assumere un valore pari a 1 nel caso di 2 satelliti, 1,1724 per 3 satelliti, 1,1829 per 4 satelliti.

Il fattore di influenza del livello dell'olio per i satelliti ha un significato simile a quello per il portasatelliti, anche se c'è una differenza significativa, e cioè che, mentre il portasatelliti è sempre parzialmente immerso, i satelliti si muovono nel bagno d'olio e lo stesso satellite può risultare, in momenti diversi, completamente immerso, parzialmente immerso o non immerso. Il valore di $F_{e,aStl}$ può essere comunque stimato con relazioni analoghe a quelle viste per il portasatelliti:

$$F_{e,Stl}=0 \quad \text{per} \quad x < -a$$

$$F_{e,Stl}=1 \quad \text{per} \quad x > a$$

$$F_{e,Stl} = \frac{1}{\pi} \arccos\left(\frac{-x}{a}\right) \quad \text{per} \quad -a \leq x \leq a$$

Le perdite connesse alla rotazione dei satelliti intorno al proprio asse, cioè

rispetto al portasatelliti, sono da calcolare separatamente e si descriverà nel seguito il procedimento da adottare.

Portasatelliti a parete doppia

Anche nel caso di portasatelliti a parete doppia, cioè del tipo rappresentato in figura 1.9, sono state condotte in [13] prove sperimentali per stimare le perdite. Tali prove sono state condotte su portasatelliti con interasse fino a 175 mm e velocità di rotazione fino a 1000 giri/1' e si sono ottenute relazioni che esprimono la perdita per immersione di un portasatelliti a parete doppia, denominate $P_{VZ0Pl;s2}$.

Si è trovato che, nel caso di portasatelliti a doppia parete, le perdite sono indipendenti dal numero di satelliti. Si può, quindi, stimare direttamente le perdite complessive senza la necessità di considerare i due contributi separati che, invece, sono necessari nel caso del portasatelliti a parete singola.

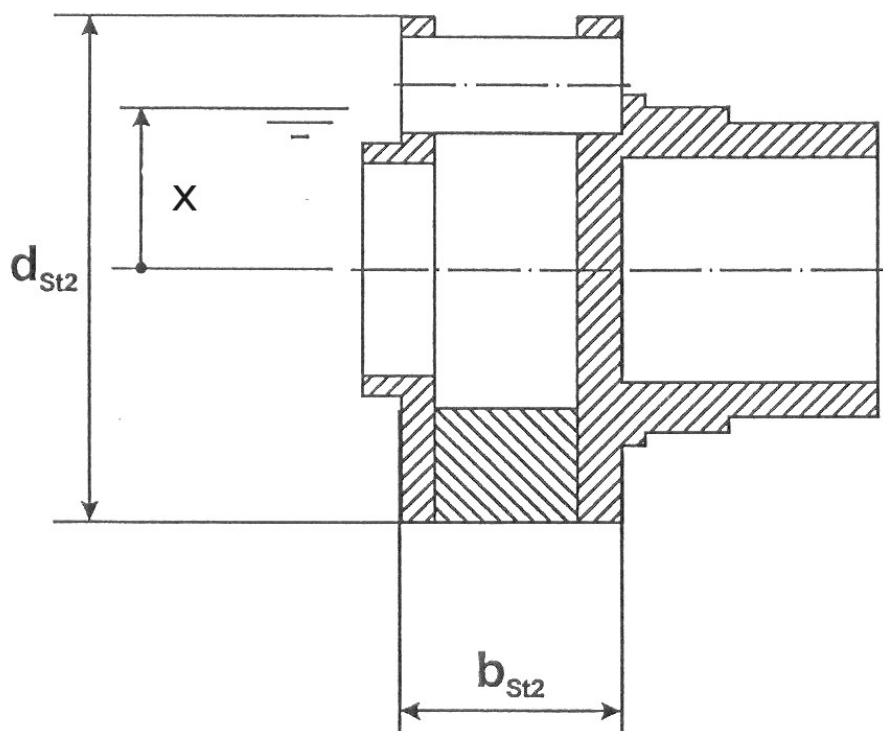


Figura 1.9: Immersione portasatelliti a parete doppia

La relazione da utilizzare per calcolare il valore delle perdite per sbattimento dovute ad un portasatelliti a parate doppia è la seguente:

$$P_{VZ0Pl;s2} = 4,6295 \cdot 10^{-3} \cdot d_{St2}^{3,8} \cdot b_{St2} \cdot F_{e,St2}^{1,1945} \cdot n_{s0}^{1,8559} \cdot v^{0,22} \cdot \rho$$

Dove il significato dei simboli è quello già descritto per il caso precedente o è immediatamente deducibile dalla figura.

Il fattore di influenza del livello dell'olio va determinato in maniera del tutto analoga a quanto visto per il portasatellite ad una parete, utilizzando le seguenti relazioni:

$$F_{e,St2} = 0 \quad \text{per} \quad x < -d_{St2}/2$$

$$F_{e,St2} = 1 \quad \text{per} \quad x > d_{St2}/2$$

$$F_{e,St2} = \frac{1}{\pi} \arccos\left(\frac{-2x}{d_{St2}}\right) \quad \text{per} \quad -d_{St2}/2 \leq x \leq d_{St2}/2$$

Anche in questo caso le perdite connesse alla rotazione dei satelliti intorno al proprio asse sono da calcolare separatamente, col procedimento indicato nel paragrafo seguente.

Satelliti

Per i satelliti si è proceduto in maniera del tutto analoga a quanto visto per i portasatelliti utilizzando una relazione di carattere sperimentale, indicata in [13], in grado di stimare le perdite per sbattimento dovute alla rotazione dei satelliti stessi intorno al proprio asse ($P_{VZ0Pl;p}$). La relazione è la seguente:

$$P_{VZ0Pl;p} = 1,1213 \cdot 10^{-3} \cdot b_{Pl} \cdot d_{a,Pl}^{2,1469} \cdot F_{e,Pl}^{1,19969} \cdot n_{ps}^{1,7486} \cdot v^{0,2230} \cdot \rho$$

Dove molti simboli sono già stati definiti in precedenza e, inoltre:

- $F_{e,Pl}$ [-] è il fattore di influenza del livello olio per i satelliti;
- n_{ps} [giri/1'] è la velocità di rotazione del satellite rispetto al portasatelliti.

Il fattore di influenza del livello dell'olio varia tra 0, quando nessun satellite è mai immerso nell'olio, a 1, quando tutti i satelliti sono sempre immersi nell'olio. Analogamente ai casi precedenti, tale fattore di influenza va calcolato con le

seguenti relazioni, nelle quali con d_2 si indica il diametro primitivo della corona dentata (ruota a dentatura interna):

$$F_{e,Pl}=0 \quad \text{per} \quad x < -d_2/2$$

$$F_{e,Pl}=1 \quad \text{per} \quad x > d_2/2$$

$$F_{e,Pl}=\frac{1}{2}+\frac{x}{d_2} \quad \text{per} \quad -d_2/2 \leq x < d_2/2$$

Il valore di $P_{VZOPl;p}$ determinato con la relazione sopra riportata si riferisce ad un singolo satellite. Per calcolare le perdite totali dovute ai satelliti occorre, quindi, moltiplicare tale risultato per il numero dei satelliti (n_{sat}):

$$P_{VZOPl;pges} = n_{sat} P_{VZOPl;p}$$

Solare

Le perdite per sbattimento dell'olio dovute alla rotazione del solare possono essere stimate con la seguente espressione, che fornisce il valore della coppia resistente su una generica ruota dentata in rotazione parzialmente immersa in bagno d'olio:

$$T_{PL}=1,86 \cdot 10^{-3} \cdot (\nu/\nu_0)^{-1,255} \cdot (r_a/r_0) \cdot C_{WZ} \cdot C_{WA} \cdot C_M \cdot C_V \cdot \nu \cdot \rho \cdot A_B \cdot \nu_t$$

Le perdite per immersione del solare, tuttavia, sono relativamente ridotte rispetto alle altre perdite; inoltre, i riduttori epicicloidali hanno solitamente una forma assialsimmetrica tale che lo spazio a disposizione dell'olio è tipicamente un cilindro di diametro pari a quello della corona dentata. Queste due considerazioni consentono di semplificare l'espressione precedente fissando i seguenti valori dei coefficienti:

$$C_{WZ}=C_{WA}=C_V=K_{PIG}=1$$

Il calcolo delle perdite per sbattimento dovute al solare, quindi, va condotto con le seguenti relazioni:

$$T_{VZOPl;1}=1,86 \cdot 10^{-3} \cdot (\nu/\nu_0)^{-1,255} \cdot (r_a/r_0) \cdot C_M \cdot \nu \cdot \rho \cdot A_B \cdot \nu_t$$

$$P_{VZOPl;1}=2 \pi (n_{10}/60) T_{VPl;1}$$

Dove:

- $T_{VZOPi;1}$ [Nm] è la coppia resistente per sbattimento dovuta al solare;
- ν [m²/s] è la viscosità cinematica alla temperatura di funzionamento;
- ν_0 [m²/s] è la viscosità di riferimento, da assumere pari a 1;
- r_a [m] è il raggio di testa del solare;
- r_0 [m] è il raggio di testa di riferimento, da assumere pari a 1;
- C_M [-] è un coefficiente che tiene conto del modulo;
- ρ [kg/m³] è la densità dell'olio alla temperatura di funzionamento;
- A_B [m²] è la superficie bagnata;
- v_t [m/s] è la velocità periferica sulla circonferenza primitiva;
- $P_{VZOPi;1}$ [W] è la potenza dissipata per sbattimento a causa del solare;
- n_{10} [giri/1'] è la velocità di rotazione del solare.

Il fattore C_M è un coefficiente che dipende dal modulo della ruota dentata e che va determinato con la seguente relazione, nella quale m è il modulo del solare in metri e m_0 il modulo di riferimento, pari a 0,0045 m:

$$C_M = (m/m_0)^{(1/7)}$$

Con A_B si intende la superficie della ruota complessivamente bagnata dall'olio, che è pari a $2A_S + A_M$, dove A_S è la superficie immersa delle due facce laterali della ruota e A_M la superficie immersa in corrispondenza dei denti, che ai fini di questo calcolo si considera non ci siano. Si può quindi scrivere la seguente relazione:

$$A_B = 2 \cdot A_S + A_M = r_a^2 (\alpha - \sin \alpha) + \alpha r_a b$$

Dove:

- b [m] è la larghezza di fascia della ruota;
- α [-] è il cosiddetto “angolo di immersione”, definito come in figura 1.10.

Indicando con e la profondità teorica di immersione, definita sempre come in figura 1.10, occorre stimare la profondità effettiva di immersione (e_B) con una delle seguenti relazioni:

$$e_B = e - (0,4 v_t) \cdot 10^{-3} \quad \text{per} \quad v_t \leq 30 \text{ m/s}$$

$$e_B = e - 0,012 \quad \text{per} \quad v_t > 30 \text{ m/s}$$

Si può, infine, calcolare l'angolo di immersione:

$$\alpha = 2 \arccos \left(1 - \frac{e_B}{r_a} \right)$$

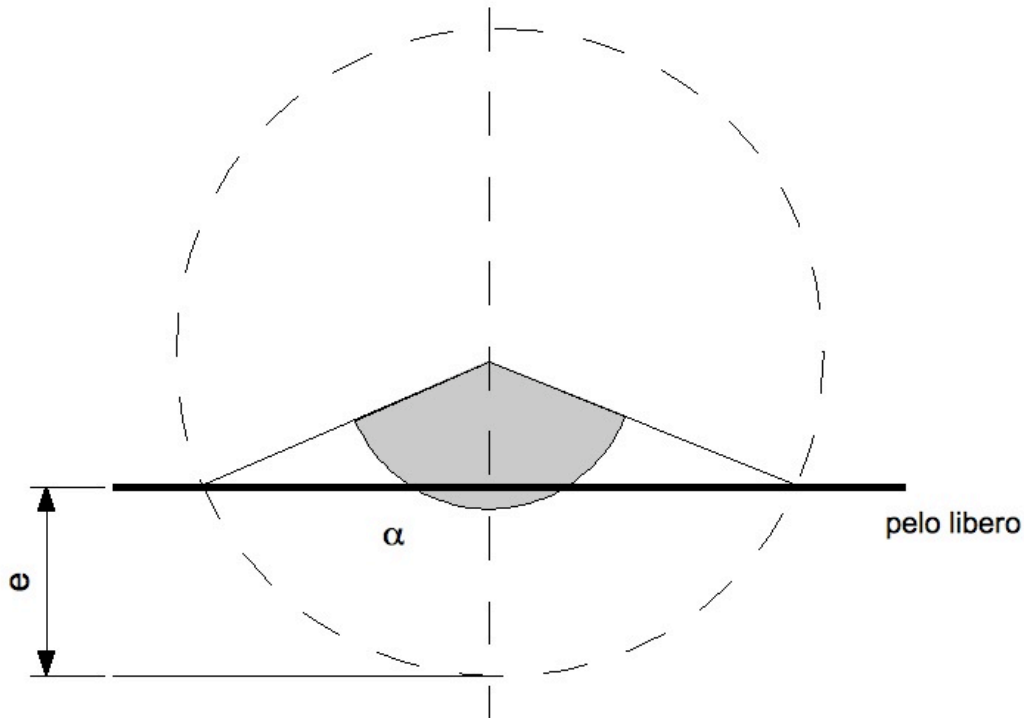


Figura 1.10: Angolo di immersione

In alternativa, per indicare il livello dell'olio si può utilizzare, al posto di e_B , la grandezza x , già definita in precedenza; in questo caso vale:

$$\alpha = 2 \arccos \left(\frac{-x}{r_a} \right)$$

Altre ruote

Le perdite per sbattimento da imputare alle altre ruote dentate presenti nel riduttore oggetto dello studio, cioè quelle dello stadio ad assi paralleli, si calcolano in modo del tutto analogo a quanto visto per il solare. In questo caso, però, non sarebbe del tutto lecito porre $C_{WZ} = C_{WA} = C_V = K_{PIG} = 1$ e il valore di

tali coefficienti andrebbe calcolato come indicato in [13]. Tuttavia, nel caso particolare del riduttore che è stato esaminato si è visto che l'errore che si commette è del tutto trascurabile e, quindi, si è fissato un valore unitario di tali parametri anche per il calcolo delle perdite per sbattimento delle due ruote dentate del primo stadio di riduzione.

In ogni caso, per le ruote tradizionali è stato utilizzato anche il modello di calcolo proposto nella normativa [6] e descritto in precedenza.

Perdite per espulsione dell'olio

Le perdite per espulsione dell'olio intrappolato tra i denti (P_{VZOQ}) rappresentano solitamente una parte del tutto trascurabile delle perdite totali. Tuttavia, come detto precedentemente, nei riduttori epicicloidali tale quota può diventare rilevante a causa degli ingranamenti multipli e ciò vale in particolare per gli stadi più veloci.

Con riferimento sempre a [13], sono state condotte prove anche per stimare le perdite per espulsione dell'olio tra i vari ingranamenti di uno stadio di riduzione epicicloidale. Si sono definite, quindi, varie espressioni sperimentali delle perdite per i diversi tipi di ingranamento.

Ingranamento tra satellite e corona

Per quanto riguarda l'ingranamento tra un singolo satellite e la corona dentata, in modo del tutto analogo a quanto visto per le perdite per sbattimento si utilizzano le seguenti relazioni per stimare, rispettivamente, la coppia resistente e le perdite di potenza dovute all'espulsione dell'olio:

$$T_{VZOQ; p/2} = 1,03 \cdot 10^{-4} \cdot n_{2s} \cdot v^{-0,4} \cdot d_2^2 \cdot b_{Pl2} \cdot F_{e,Q} \cdot \rho$$

$$P_{VZOQ; p/2} = 2 \pi (n_{2s}/60) T_{VZOQ; p/2}$$

Dove:

- $T_{VZOQ; p/2}$ [Nm] è la coppia resistente dovuta all'espulsione dell'olio;
- $P_{VZOQ; p/2}$ [W] sono le perdite di potenza dovute all'espulsione dell'olio;

- n_{2s} [giri/1'] è la velocità angolare della corona rispetto al portasatellite, immaginato fermo (rotismo ordinario);
- ν [mm²/s] è la viscosità cinematica alla temperatura di funzionamento;
- ρ [kg/m³] è la densità dell'olio alla temperatura di funzionamento;
- d_2 [m] è il diametro primitivo della corona dentata;
- b_{p12} [m] è la larghezza di fascia minima tra satellite e corona;
- $F_{e,Q}$ [-] è il fattore di influenza del livello dell'olio.

Il fattore di influenza del livello dell'olio è definito in maniera analoga a quanto già visto per le perdite per sbattimento. Utilizzando sempre la medesima convezione per indicare il livello dell'olio (x), si ottiene:

$$F_{e,Q}=0 \quad \text{per} \quad x < -d_2/2$$

$$F_{e,Q}=1 \quad \text{per} \quad x > d_2/2$$

$$F_{e,Q}=\frac{1}{2}+\frac{x}{d_2} \quad \text{per} \quad -d_2/2 \leq x \leq d_2/2$$

In caso di lubrificazione a getto d'olio le perdite per sbattimento sono nulle, ma si hanno perdite per espulsione dell'olio; per calcolarle, si può porre $F_{e,Q}$ pari a 0,3. Questa considerazione vale anche per gli altri tipi di ingranamento.

Il valore delle perdite calcolate si riferisce ad un solo ingranamento e va, quindi, moltiplicato per il numero di satelliti.

Ingranamento tra ruote generiche e tra solare e satelliti

Le perdite dovute all'espulsione dell'olio nell'ingranamento tra due ruote generiche a dentatura esterna, e quindi anche tra solare e satelliti, possono essere stimate a partire dalla seguente espressione della coppia resistente:

$$T_{vz0Q}=0,0235 \cdot \rho \cdot b \cdot r_w \cdot v_t^{1,2} \cdot c_{sp}$$

Le perdite di potenza saranno, quindi:

$$P_{vz0Q}=2\pi(n/60)T_{vz0Q}$$

Dove:

- ρ [kg/m³] è la densità dell'olio alla temperatura di funzionamento;

- b [m] è la larghezza di fascia minima tra le ruote;
- r_w [m] è il raggio primitivo di funzionamento della ruota movente;
- v_t [m/s] è la velocità periferica sulla circonferenza primitiva;
- c_{sp} [-] è il fattore di influenza del livello dell'olio;
- n [giri/1'] è la velocità di rotazione della ruota movente.

Il valore del coefficiente legato al livello di olio va stimato facendo riferimento alla figura seguente, che mostra tre diverse situazioni di montaggio delle ruote.

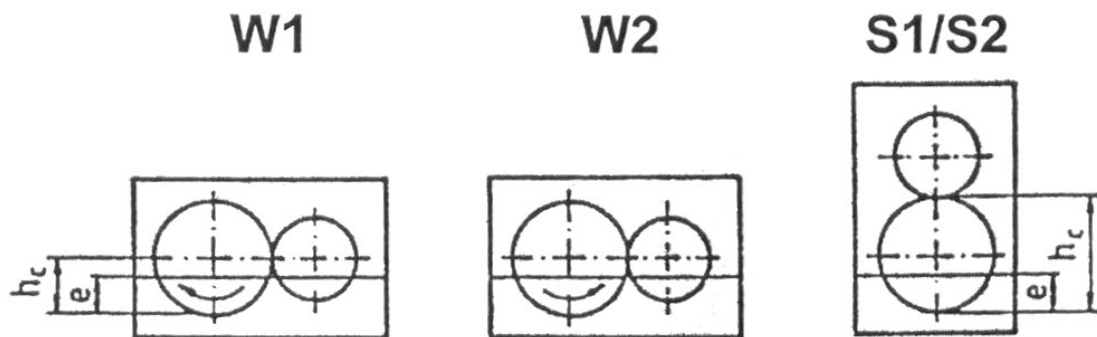


Figura 1.11: Posizione di montaggio ruote dentate

Per il montaggio indicato con *W1*, il valore del fattore di influenza del livello dell'olio si pone pari a:

$$c_{sp} = e/h_c$$

Per il montaggio indicato con *W2* si pone $c_{sp}=0$ e, quindi, si suppone che queste perdite siano nulle.

Per montaggi del tipo *S1* o *S2*, che differiscono tra loro per il verso di rotazione delle ruote, si pone:

$$c_{sp} = (e/h_c)^2$$

Nel caso particolare dell'ingranamento tra solare e satellite vale la stessa relazione scritta in precedenza per il caso generale. Chiamando col pedice *1* il solare e col pedice *p* il satellite, la coppia resistente e le perdite di potenza dovute all'espulsione dell'olio nell'ingranamento tra il solare ed un singolo

satellite possono essere scritte, rispettivamente, come:

$$T_{VPZ0Q;1/p} = 0,0235 \cdot \rho \cdot b_{1/p} \cdot r_{wl} \cdot v_{t;1/p}^{1,2} \cdot c_{Sp;1/p}$$

$$P_{VPZ0Q;1/p} = 2\pi (n_{1s}/60) T_{VPZ0Q;1/p}$$

Dove:

- ρ [kg/m³] è la densità dell'olio alla temperatura di funzionamento;
- $b_{1/p}$ [m] è la larghezza di fascia comune (minima) tra solare e satellite;
- r_{wl} [m] è il raggio primitivo di funzionamento del solare;
- $v_{t,1/p}$ [m/s] è la velocità periferica sulla circonferenza primitiva;
- c_{Sp} [-] è il fattore di influenza del livello dell'olio;
- n_{1s} [giri/1'] è la velocità di rotazione del solare.

Nel caso particolare dell'ingranamento tra solare e satellite, in [13] si consiglia di assumere un valore di $c_{Sp,1/p}$ pari a $F_{e,Q}$ e, quindi, variabile linearmente tra 0 e 1 in funzione dell'altezza di immersione.

La velocità periferica da utilizzare è quella effettiva del solare, determinabile dalla seguente relazione, nella quale n_{1s} è la velocità di rotazione del solare in giri/1':

$$v_{t,1/p} = 2\pi (n_{1s}/60) r_{wl}$$

La potenza calcolata in questo modo si riferisce ad un singolo ingranamento e, quindi, va moltiplicata per il numero effettivo di satelliti.

Perdite per i cuscinetti

Il procedimento per calcolare le perdite di potenza nei cuscinetti a rotolamento è descritto in entrambe le normative di riferimento [6, 7] e in sostanza coincide con il procedimento proposto dai principali costruttori di cuscinetti; si ritiene, quindi, che tale procedimento sia consolidato e affidabile.

Per arrivare a determinare il valore delle perdite di potenza nei cuscinetti, occorre prima calcolare la coppia resistente, che in letteratura è chiamata anche momento di attrito. Poiché, come detto in precedenza, le perdite di potenza nei

cuscinetti (P_{VL}) si compongono di una parte dipendente dal carico (P_{VLP}) e di una indipendente dal carico (P_{VL0}), occorre individuare separatamente la coppia resistente dipendente dal carico (M_1) e quella indipendente dal carico (M_0).

Vi possono essere ulteriori contributi alla coppia resistente: il momento di attrito dovuto alla presenza di un carico assiale su cuscinetti a rulli cilindrici (M_2) e il momento di attrito dovuto alla presenza di guarnizioni striscianti nei cuscinetti stessi (M_3). Nel caso particolare del riduttore che si è analizzato, i contributi di M_2 e M_3 risultano nulli su ciascuno dei cuscinetti perché non ci sono cuscinetti con tenute striscianti e sui cuscinetti a rulli non c'è alcun carico assiale; tali contributi, quindi, sono stati trascurati.

La somma di tutti i momenti di attrito è detta momento di attrito totale (M_{VL}) e permette di calcolare le perdite di potenza. La relazione da utilizzare è la seguente:

$$P_{VL} = \frac{2\pi n}{60} (M_{VL}) 10^{-6}$$

Dove i momenti di attrito sono espressi in Nmm e la potenza in kW.

Quando si hanno valori di M_2 e M_3 nulli, le perdite di potenza di ciascun cuscinetto possono essere valutate con la seguente relazione:

$$P_{VL} = \frac{2\pi n}{60} (M_0 + M_1) 10^{-6}$$

Nel seguito sono riportate le relazioni per calcolare i vari momenti di attrito.

Momento di attrito indipendente dal carico

Il momento di attrito indipendente dal carico va calcolato come segue:

$$M_0 = 10^{-7} f_0 (\nu n)^{2/3} d_m^3$$

Dove:

- d_m [mm] è il diametro medio del cuscinetto, pari a $(d+D)/2$;
- d, D [mm] sono rispettivamente il diametro interno ed esterno del cuscinetto;

- f_0 [-] è un coefficiente che dipende dal tipo di cuscinetto e di lubrificazione;
- n [giri/1'] è velocità di rotazione del cuscinetto;
- ν [mm²/s=cSt] è la viscosità cinematica del lubrificante alla temperatura di funzionamento.

Il valore del coefficiente f_0 va determinato sulla base delle tabelle disponibili in letteratura o nei cataloghi dei costruttori. I valori cambiano a seconda del tipo di lubrificazione e sono massimi nel caso di lubrificazione a getto d'olio o a bagno d'olio con assi verticali, calano nel caso di lubrificazione in bagno d'olio con assi orizzontali e sono minimi nel caso di lubrificazione a nebbia d'olio, condizione che però nella pratica non è quasi mai realizzata.

Si riporta la tabella da cui ricavare il valore del coefficiente f_0 per i tipi di cuscinetto ritenuti più interessanti o utilizzati nello specifico riduttore analizzato.

Coefficiente f_0 per il calcolo di M_0 :

Tipo di cuscinetto	Lubrificazione a bagno d'olio con assi orizzontali	Lubrificazione a getto d'olio o a bagno d'olio con assi verticali
Cuscinetti a rulli conici ad una corona	6	8 ... 10 (I valori minori sono per i cuscinetti delle serie leggere. Per lubrificazione a bagno d'olio e con albero verticale i valori vanno raddoppiati)
Cuscinetti assiali orientabili a rulli, serie 294 E	3,3	6,6
Cuscinetti a rullini a pieno riempimento	18	36

Tipo di cuscinetto	Lubrificazione a bagno d'olio con assi orizzontali	Lubrificazione a getto d'olio o a bagno d'olio con assi verticali
Cuscinetti radiali a sfere ad una corona	2	4
Cuscinetti radiali a rulli cilindrici	2,2	4,4

Momento di attrito dipendente dal carico

Il momento di attrito indipendente dal carico va calcolato con la seguente relazione:

$$M_1 = f_1 P_1^a d_m^b$$

Dove:

- f_1 [-] è un coefficiente che dipende dal tipo di cuscinetto e di carico;
- P_1 [N] è il carico sul cuscinetto;
- a, b [-] sono due esponenti che dipendono dal tipo di cuscinetto.

Gli esponenti a e b risultano pari ad uno per tutti i tipi di cuscinetto, eccetto quelli orientabili a rulli. Risultano, quindi, pari ad uno anche per tutti i tipi di cuscinetti utilizzati nel riduttore.

I valori di P_1 e del coefficiente f_1 possono essere valutati con le tabelle riportate in letteratura e si riporta qui il loro valore per i tipi di cuscinetto di interesse per l'applicazione in esame.

Coefficienti P_1 e f_1 per il calcolo di M_1 :

Tipo di cuscinetto	f_1	P_1
Cuscinetti a rulli conici ad una corona	0,0004	$2 \cdot Y \cdot F_a$
Cuscinetti assiali orientabili a	0,00033	F_a

Tipo di cuscinetto	f_1	P_1
rulli, serie 294 E		
Cuscinetti a rullini a pieno riempimento	0,003	F_r
Cuscinetti radiali a sfere	$0,0009 \left(\frac{P_0}{C_0} \right)^{0,55}$	$\max(3 F_a - 0,1 F_r; F_r)$
Cuscinetti radiali a rulli cilindrici	0,0003	F_r

Dove:

- F_a [N] è la componente assiale del carico dinamico sul cuscinetto;
- F_r [N] è la componente radiale del carico dinamico sul cuscinetto;
- Y [-] è il fattore relativo al carico assiale, che dipende dal particolare modello di cuscinetto a rulli conici utilizzato;
- P_0 [N] è il carico statico equivalente sul cuscinetto;
- C_0 [N] è il coefficiente di carico statico di base.

Perdite di potenze nei cuscinetti di riduttori epicycloidali

Nel caso particolare dei riduttori epicycloidali, il calcolo delle perdite nei cuscinetti a rotolamento può essere condotto utilizzando le relazioni generali già descritte in precedenza. Si è però voluto tenere conto di alcune particolarità e, quindi, si è opportunamente modificato il modello di calcolo generale, seguendo anche le indicazioni tratte dalla letteratura specifica [13]. Le relazioni generali già introdotte in precedenza vengono opportunamente modificate introducendo coefficienti correttivi.

Per il momento di attrito indipendente dal carico (M_0) si introduce una nuova relazione, valida quando il prodotto tra la viscosità (espressa in mm^2/s) e la velocità di rotazione (in giri/1') è inferiore a 2000. Il momento di attrito indipendente dal carico va quindi calcolato con una delle seguenti relazioni, nelle quali il significato dei simboli è lo stesso già descritto in precedenza:

$$M_0 = 10^{-7} f_0 (\nu \cdot n)^{2/3} d_m^3 \quad \text{per } \nu \cdot n \geq 2000$$

$$M_0 = 160 \cdot 10^{-7} f_0 \cdot d_m^3 \quad \text{per } \nu \cdot n < 2000$$

Si è ritenuto interessante indagare l'effetto della temperatura dell'olio sulle perdite e, quindi, si è analizzato come tenere conto anche di questo aspetto.

A questo proposito, si è introdotto un coefficiente correttivo sperimentale, ricavato dalla letteratura [13], capace di tenere conto della variazione di densità dell'olio sulle perdite di potenza a vuoto; le misure mostrano, infatti, che le perdite a vuoto, cioè quelle indipendenti dal carico, variano in modo lineare con la densità. Considerando che il valore M_0 è calcolato con un olio di riferimento caratterizzato da una densità pari a 900 kg/m^3 , si introduce un coefficiente $F_{L,\rho}$ pari al rapporto tra la densità dell'olio utilizzato e quella dell'olio di riferimento. Il momento di attrito calcolato tenendo conto anche dell'effetto della densità è espresso dalla seguente relazione:

$$M_{0,\rho} = F_{L,\rho} M_0 = \frac{\rho_{olio}}{900} M_0$$

In prima approssimazione si può trascurare la variazione della densità con la temperatura e considerare solo il valore nominale della densità dell'olio; poiché si vuole, invece, studiare l'effetto della temperatura, nei calcoli si è tenuto conto dell'effettivo valore della densità dell'olio alla sua temperatura di funzionamento.

Si è ritenuto interessante anche poter calcolare il valore delle perdite a vuoto al variare del livello del bagno d'olio. Per poter ottenere questo risultato si è linearizzato il valore del momento di attrito a vuoto in funzione del livello di immersione del cuscinetto: per cuscinetti completamente fuori dal bagno d'olio, le perdite a vuoto sono state considerate minime, mentre i cuscinetti completamente immersi determinano le perdite massime.

Per linearizzare il momento di attrito si utilizza la grandezza x , così come rappresentata nella figura 1.12.

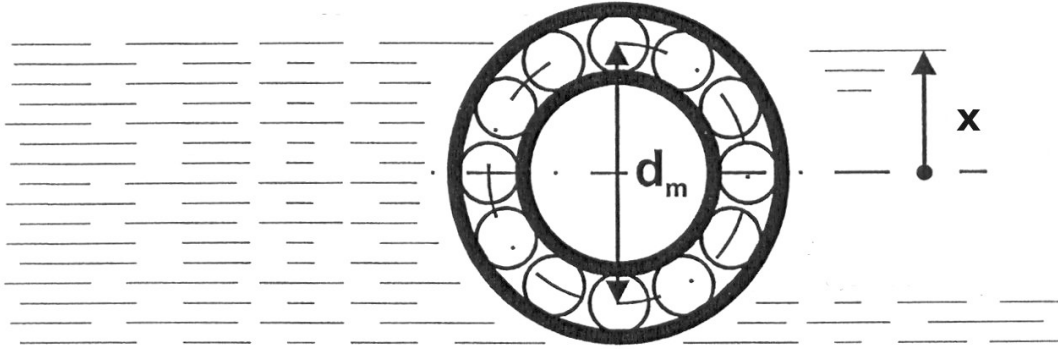


Figura 1.12: Immersione cuscinetto

Il modello proposto prevede di considerare il valore di f_0 relativo alla lubrificazione a bagno con assi verticali se $x \leq -d_m/2$, cioè se il cuscinetto è fuori dal bagno d'olio; si considera, invece, il valore di f_0 massimo, quello valido per lubrificazione a bagno con assi verticali, se il cuscinetto è totalmente immerso nell'olio, situazione che si verifica se $x \geq d_m/2$. Si introduce, quindi, un fattore di linearizzazione che tiene conto del livello dell'olio e che è definito dalla seguenti relazioni:

$$F_{L,liv}=0 \quad \text{per} \quad x < -d_m/2$$

$$F_{L,liv}=1 \quad \text{per} \quad x > d_m/2$$

$$F_{L,liv}=\frac{1}{2}+\frac{x}{d_m} \quad \text{per} \quad -d_m/2 \leq x \leq d_m/2$$

Il momento di attrito a vuoto calcolato tenendo conto anche dell'effetto del livello dell'olio è espresso dalla seguente relazione:

$$M_{0,liv}=(1-F_{L,liv})M_{0,min}+F_{L,liv}M_{0,max}$$

Dove:

- $F_{L,liv}$ [-] è il coefficiente che tiene conto dell'effetto del livello dell'olio;
- $M_{0,min}$ [Nmm] è il momento di attrito indipendente dal carico calcolato nel caso di lubrificazione in bagno d'olio con assi orizzontali;
- $M_{0,max}$ [Nmm] è il momento di attrito indipendente dal carico calcolato

nel caso di con lubrificazione a bagno ed assi verticali (totale immersione del cuscinetto).

Si tiene conto, infine, anche del tipo di olio introducendo il coefficiente, $F_{L,olio}$, per il quale si assumono i seguenti valori:

- 1 per oli minerali
- 0,8 per polialfaolefine
- 0,6 per poliglicoli

Se sono disponibili dati sperimentali specifici per il particolare olio, è opportuno utilizzare un valore specifico per il particolare olio.

Il tipo di olio influenza sia M_1 sia M_2 . Le relazioni da considerare sono comunque le seguenti:

$$M_{1,olio} = F_{L,olio} M_1$$

$$M_{2,olio} = F_{L,olio} M_2$$

Considerando i vari contributi descritti in precedenza, si può ricavare una relazione con la quale stimare il momento di attrito totale, modificato per tenere conto della densità, del livello e del tipo di olio:

$$M_{VL,modificato} = F_{L,\rho} [(1 - F_{L,liv}) M_{0,min} + F_{L,liv} M_{0,max}] + F_{L,olio} (M_1 + M_2) + M_3$$

Nel caso che M_2 ed M_3 siano nulli, si avrà:

$$M_{VL,modificato} = F_{L,\rho} [(1 - F_{L,liv}) M_{0,min} + F_{L,liv} M_{0,max}] + F_{L,olio} M_1$$

Le relazioni sopra espresse sono valide per i cuscinetti che hanno un asse di rotazione fisso, come nella maggioranza delle applicazioni. Nei riduttori epicicloidali, invece, i cuscinetti che sorreggono i satelliti hanno l'asse che si muove all'interno del riduttore stesso, ruotando insieme al portasatelliti; tali cuscinetti, quindi, si immergono ed escono dal bagno d'olio durante la rotazione del portasatelliti stesso.

Si è tenuto conto di questo aspetto considerando due valori diversi delle perdite per i tratti nei quali tali cuscinetti sono immersi e per quelli nei quali non lo sono: nel primo caso si è considerato il valore delle perdite riportato dalla normativa e relativo a cuscinetti in completa immersione (assi verticali),

nel secondo caso si è considerato il valore relativo a cuscinetti in bagno d'olio con assi orizzontali. Per linearizzare il valore delle perdite tra queste due situazioni estreme si utilizza la grandezza x , definita nella figura 1.13, ed un coefficiente di linearizzazione $F_{Lsat,liv}$ del tutto simile a quello già visto in precedenza per valutare l'effetto del livello dell'olio sulle perdite dovute al moto dei satelliti nell'olio:

$$F_{Lsat,liv} = 0 \quad \text{per} \quad x < -a$$

$$F_{Lsat,liv} = 1 \quad \text{per} \quad x > a$$

$$F_{Lsat,liv} = \frac{1}{\pi} \arccos\left(\frac{-x}{a}\right) \quad \text{per} \quad -a \leq x \leq a$$

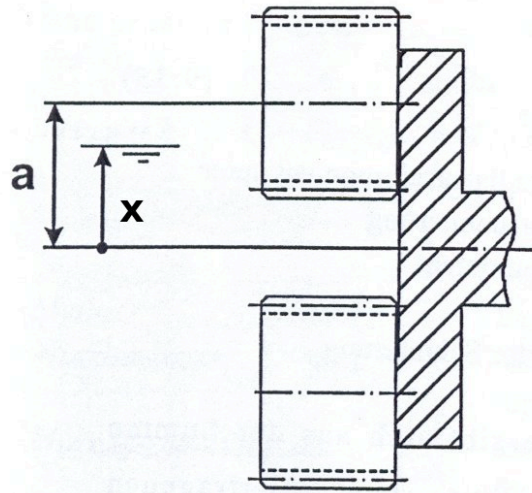


Figura 1.13: Immersione cuscinetti satelliti

Il momento di attrito a vuoto per i cuscinetti con asse mobile, calcolato tenendo conto anche del loro particolare moto e dell'effetto del livello dell'olio, va calcolato con la seguente relazione:

$$M_{0sat,liv} = (1 - F_{Lsat,liv}) M_{0sat,min} + F_{Lsat,liv} M_{0sat,max}$$

Dove:

- $F_{Lsat,liv}$ [-] è il fattore di influsso del livello dell'olio per i cuscinetti dei satelliti;

- $M_{0sat,min}$ [Nmm] è il momento di attrito indipendente dal carico per i cuscinetti dei satelliti, calcolato nel caso di lubrificazione in bagno d'olio con assi orizzontali;
- $M_{0sat,max}$ [Nmm] è il momento di attrito indipendente dal carico per i cuscinetti dei satelliti, calcolato nel caso di con lubrificazione a bagno ed assi verticali (totale immersione del cuscinetto).

Il valore del momento di attrito totale per i cuscinetti che sorreggono i satelliti va infine calcolato con la seguente relazione:

$$M_{VLsat,mod} = F_{L,\rho} [(1 - F_{Lsat,liv}) M_{0sat,min} + F_{Lsat,liv} M_{0sat,max}] + F_{L,olio} (M_{1sat} + M_{2sat}) + M_{3sat}$$

Perdite per le tenute striscianti

Le perdite dovute alla presenza di tenute striscianti sono normalmente una piccola parte del totale e il loro valore, quindi, incide solo in minima parte sui risultati complessivi. Esistono varie relazioni proposte in letteratura per stimare il loro valore, quasi tutte sono piuttosto approssimate e si basano su considerazioni pratiche. Rifacendosi alle indicazioni fornite da alcuni costruttori di tenute striscianti, si propone di utilizzare la seguente semplice relazione:

$$P_{VD,SF} = 7,9169 d_w^2 \cdot n$$

Dove:

- $P_{VD,SF}$ [W] sono le perdite di potenza;
- d_w [m] è il diametro dell'albero sul quale striscia la tenuta;
- n [giri/1'] è la velocità di rotazione dell'albero stesso.

Questa relazione, tuttavia, non tiene conto delle caratteristiche dell'olio. La letteratura indica, invece, che oli per ingranaggi alla temperatura di 100°C danno luogo a perdite superiori del 50% a quelle determinabili dalla relazione citata. Ciò è dovuto alla variazione di viscosità e, per tenerne conto si introduce

il coefficiente $F_{D,\rho}$ definito dalle seguenti relazioni:

$$F_{D,\rho}=1 \quad \text{per} \quad \nu \leq 8,5 \text{ mm}^2/\text{s}$$

$$F_{D,\rho}=\frac{23}{40}+\frac{\nu}{20} \quad \text{per} \quad 8,5 \text{ mm}^2/\text{s} < \nu < 18,5 \text{ mm}^2/\text{s}$$

$$F_{D,\rho}=1,5 \quad \text{per} \quad \nu \geq 18,5 \text{ mm}^2/\text{s}$$

Dove ν è la viscosità dell'olio.

Le perdite di potenza per le tenute, quindi, vanno stimate con la seguente relazione modificata:

$$P_{VD}=F_{D,\rho} P_{VD,SF}=7,9169 F_{D,\rho} \cdot d_w^2 \cdot n$$

Calcolo del calore dissipato

Il calore totale che può essere dissipato dal riduttore, analogamente a quanto visto per le perdite di potenza, è la somma di vari contributi [7]:

$$Q = Q_{ca} + Q_{fun} + Q_{rot} + \Delta H_{oil}$$

Dove:

- Q_{ca} è il calore complessivamente dissipato dalla cassa per convezione e irraggiamento;
- Q_{fun} è il calore dissipato per conduzione dalle fondazioni;
- Q_{rot} è il calore dissipato per conduzione dagli alberi in ingresso e in uscita;
- ΔH_{oil} è il calore asportato mediante circuito di raffreddamento, se presente.

Come per le perdite, anche per la dissipazione termica si è partiti dalla normativa [6, 7], che si riferisce a riduttori tradizionali; integrandola con le indicazioni della letteratura specifica [13], si è arrivati a definire un modello di calcolo generale adatto anche alle caratteristiche di un riduttore epicicloidale o misto.

Le relazioni per il calcolo delle perdite sono quelle tradizionali della termodinamica. Il modello proposto, però, consente di determinare i vari coefficienti sulla base di caratteristiche specifiche dei riduttori ad assi paralleli e dei riduttori epicicloidali.

Si è visto che il calore dissipato dal riduttore per conduzione attraverso le fondazioni o le flangiate (Q_{fun}) oppure attraverso gli alberi in ingresso e in uscita (Q_{rot}) è trascurabile rispetto al calore complessivamente dissipato; si trascurano, quindi, tali contributi.

Si descrive nel seguito il modello per il calcolo dei vari contributi di calore che

può essere dissipato da un riduttore, modello applicabile a riduttori tradizionali con cassa parallelepipedica, a riduttori epicicloidali con cassa assialsimmetrica e anche a riduttori con cassa parzialmente parallelepipedica e parzialmente assialsimmetrica.

Calore dissipato per convezione e irraggiamento da una cassa rettangolare

La parte più rilevante del calore totale dissipato è quella relativa ai fenomeni di convezione e irraggiamento; tale parte di calore dissipato può essere espressa come:

$$Q_{ca} = A_{ambiente} \bar{k} (T_{olio} - T_{ambiente})$$

Dove:

- Q_{ca} [W] è il calore dissipato dalla cassa per convezione e irraggiamento;
- $A_{ambiente}$ [m²] è la superficie esterna della cassa del riduttore;
- \bar{k} [W/(m²K)] è il coefficiente medio di trasmissione del calore dalla cassa;
- T_{olio} [K] è la temperatura media dell'olio;
- $T_{ambiente}$ [K] è la temperatura media dell'ambiente.

Il coefficiente \bar{k} è un valore medio che tiene conto di vari contributi: l'irraggiamento, la convezione tra olio e parete interna della cassa, la conduzione attraverso la parete stessa e la convezione verso l'ambiente. Per calcolare il valore di tale coefficiente, si utilizza la seguente relazione:

$$\frac{1}{\bar{k}} = \frac{1}{\alpha_{olio}} \frac{A_{ambiente}}{A_{olio}} + \frac{\delta}{\lambda} \frac{A_{ambiente}}{A_{olio}} + \frac{1}{\alpha_{ambiente}}$$

Dove:

- α_{olio} [W/(m²K)] è il coefficiente medio di trasmissione di calore tra olio e parete interna della cassa;
- $\alpha_{ambiente}$ [W/(m²K)] è il coefficiente medio di trasmissione di calore tra

parete esterna della cassa ed ambiente;

- δ [m] è lo spessore della parete;
- λ [W/(mK)] è il coefficiente di trasmissione di calore per conduzione nella parete della cassa;
- $A_{ambiente}$ [m²] è la superficie esterna della cassa del riduttore;
- A_{olio} [m²] è la superficie interna della cassa del riduttore.

Il coefficiente $\alpha_{ambiente}$ è relativo alla trasmissione di calore tra la superficie esterna della cassa e l'ambiente e risulta pari alla somma del contributo relativo alla convezione e di quello relativo all'irraggiamento:

$$\alpha_{ambiente} = \alpha_{conv} + \alpha_{irr}$$

Dove, ovviamente:

- α_{conv} [W/(m²K)] è il coefficiente di trasmissione di calore per convezione tra parete esterna della cassa ed ambiente;
- α_{irr} [W/(m²K)] è il coefficiente di trasmissione di calore per irraggiamento tra parete esterna della cassa ed ambiente.

Il valore del coefficiente λ può essere posto pari a 50 W/(mK) per le pareti in acciaio e 180 W/(mK) per le pareti in alluminio [7].

Per quel che riguarda il valore del coefficiente medio di trasmissione di calore tra olio e parete interna cassa (α_{olio}), si è visto [13] che dipende da come si comporta l'olio all'interno della cassa del riduttore: se si crea una pellicola di olio che bagna le pareti interne e gocciola su di esse, si può assumere un valore fino a 320 W/(mK); se, invece, questo non avviene, il calcolo va fatto con un valore compreso tra 150 e 250 W/(mK). Le condizioni tipiche di funzionamento sono caratterizzate un valore pari a 200 W/(mK) [7].

Si osserva, comunque, che i primi due termini che concorrono a determinare il valore di \bar{k} , cioè quello relativo alla trasmissione di calore all'interno della cassa e quello relativo alla conduzione lungo la parete della cassa stessa, sono solitamente trascurabili rispetto al termine relativo alla trasmissione di calore verso l'ambiente. I parametri principali, dunque, sono α_{conv} e α_{irr} .

Trasmissione di calore per irraggiamento

Il coefficiente di trasmissione di calore per irraggiamento si può ottenere dalla seguente relazione:

$$\alpha_{irr} = 0,23 \cdot 10^6 \epsilon_n \left(\frac{T_{parete} + T_{ambiente}}{2} \right)^3$$

Dove:

- ϵ_n [-] è il coefficiente di emissione;
- T_{parete} [K] è la temperatura media della parete della cassa;
- $T_{ambiente}$ [K] è la temperatura media dell'ambiente.

Il coefficiente di emissione indica la capacità irraggiante della parete, che dipende dal materiale e dalla finitura superficiale. Tale coefficiente può essere stimato utilizzando il grafico della figura 1.14 [13], valido per temperature di parete comprese circa tra 40 e 95 °C.

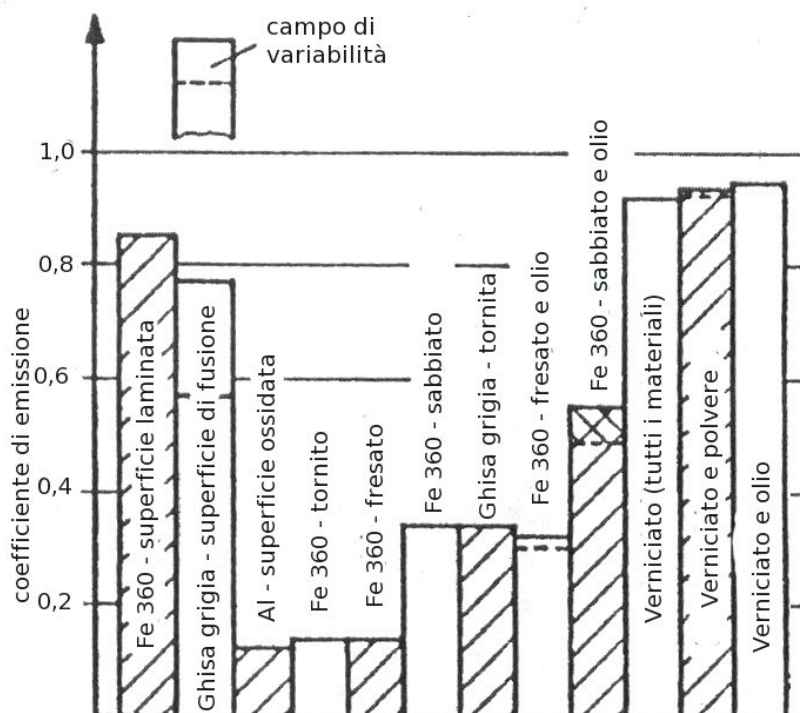


Figura 1.14: Coefficiente di emissione

Trasmissione di calore per convezione

Il coefficiente di trasmissione di calore per convezione verso l'esterno del riduttore è diverso a seconda che ci si trovi in condizioni di convezione naturale oppure di convezione forzata; si dovrà porre, quindi, una delle seguenti condizioni, a seconda della situazione nella quale si trova il riduttore:

$$\alpha_{conv} = \alpha_{conv, nat} \quad \text{oppure} \quad \alpha_{conv} = \alpha_{conv, forz}$$

convezione naturale

Nel caso di convezione naturale, il relativo coefficiente di convezione va stimato con una delle due seguenti relazioni, in funzione dell'orientamento della singola parete.

Per pareti disposte in orizzontale si adotta questa relazione:

$$\alpha_{conv, nat, orr} = 12.87 L^{-0.04} \left(\frac{(T_{parete} - T_{ambiente})}{T_{ambiente}} \right)^{0.32}$$

Mentre per pareti disposte in verticale si adotta quest'altra relazione:

$$\alpha_{conv, nat, vert} = 11.06 H^{-0.1} \left(\frac{(T_{parete} - T_{ambiente})}{T_{ambiente}} \right)^{0.3}$$

Dove:

- L [m] è lunghezza della parete orizzontale;
- H [m] è l'altezza della parete verticale;
- T_{parete} [K] è la temperatura media della parete della cassa;
- $T_{ambiente}$ [K] è la temperatura media dell'ambiente.

In un riduttore tradizionale con cassa rettangolare sono ovviamente presenti varie pareti, alcune verticali, altre orizzontali; per tenere conto del contributo di ciascuna parete, il coefficiente complessivo di convezione dalla cassa va posto pari alla media dei vari contributi, pesata rispetto alla superficie di scambio e corretta con un coefficiente sperimentale:

$$\alpha_{conv, nat} = \frac{1.08}{A_{ambiente}} (\alpha_{conv, nat, orr} A_{orr} + \alpha_{conv, nat, vert} A_{vert})$$

Dove:

- A_{orr} [m²] è la superficie esterna complessiva delle pareti orizzontali;
- A_{vert} [m²] è la superficie esterna complessiva delle pareti verticali;
- $A_{ambiente}$ [m²] è la superficie esterna complessiva della cassa del riduttore;

Le relazioni sopra esposte per il calcolo dei coefficienti di convezione naturale sono per il caso di pareti piane. La letteratura riporta che, per pareti verniciate o laccate, con nervature longitudinali o trasversali o con alloggiamenti per cuscinetti, quando la differenza tra la temperatura dell'olio e quella ambiente è compresa tra i 30 e i 70 °C, il coefficiente di convezione naturale si discosta circa del 5% rispetto a quello di una parete piana, calcolato con le relazioni sopra esposte. Con pareti con alettature l'errore arriva a 11%.

Convezione forzata

Anche nel caso di convezione forzata, le relazioni da utilizzare sono due, una valida se la corrente d'aria si scontra con la parete in direzione perpendicolare (frontale), l'altra valida se la corrente d'aria lambisce la superficie in direzione tangenziale. Per le superfici che non sono investite direttamente o tangenzialmente dalla corrente d'aria, ma sono in ombra rispetto alla corrente stessa, si considera di essere in condizioni di convezione naturale.

Per pareti investite frontalmente dalla corrente d'aria si adotta questa relazione:

$$\alpha_{conf, forz, front} = 5.6 \left(\frac{P_{front}}{A_{front}} \right)^{0.34} w^{0.66}$$

Mentre per pareti disposte tangenzialmente alla corrente d'aria si adotta quest'altra relazione:

$$\alpha_{conv, forz, tang} = 7.6 L^{-0.37} w^{0.63}$$

Dove:

- $\alpha_{conv, forz, front}$ [W/(m²K)] è il coefficiente di convezione forzata per corrente frontale;
- $\alpha_{conv, forz, tang}$ [W/(m²K)] è il coefficiente di convezione forzata per corrente tangenziale;

- P_{front} [m] è il perimetro della superficie della faccia raggiunta dalla corrente frontale di aria;
- A_{front} [m²] è la superficie della della faccia raggiunta dalla corrente frontale di aria;
- L [m²] è la lunghezza della superficie coinvolta nel flusso tangenziale;
- w [m/s] è la velocità dell'aria.

Analogamente a quanto visto per la convezione naturale, per tenere conto del contributo di ciascuna parete, il coefficiente complessivo di convezione forzata dalla cassa va posto pari alla media pesata dei vari contributi:

$$\alpha_{conv, forz} = \frac{1}{A_{ambiente}} (\alpha_{conv, nat} A_{nat} + \alpha_{conv, forz, front} A_{front} + \alpha_{conv, forz, tang} A_{tang})$$

Dove:

- A_{nat} [m²] è la superficie esterna non investita dalla corrente;
- A_{front} [m²] è la superficie esterna investita frontalmente dalla corrente;
- A_{tang} [m²] è la superficie esterna investita tangenzialmente dalla corrente.

Infine, il coefficiente complessivo medio di trasmissione di calore tra la parete esterna della cassa e l'ambiente, indicato con $\alpha_{ambiente}$, si può calcolare come segue:

$$\alpha_{ambiente} = \alpha_{conv, nat} \frac{A_{nat}}{A_{ambiente}} + \alpha_{conv, forz, front} \frac{A_{front}}{A_{ambiente}} + \alpha_{conv, tang} \frac{A_{tang}}{A_{ambiente}} + \alpha_{irr}$$

Calore dissipato per convezione e irraggiamento da una cassa a geometria assialsimmetrica

Le relazioni tradizionali per il calcolo del calore dissipato dalla cassa di un riduttore, cioè quelle fino a qui presentate, considerano sempre casse rettangolari. La cassa di un riduttore epicicloideale, invece, ha una geometria assialsimmetrica e, in generale, è formata da tratti cilindrici e da tratti a tronco di cono. Un tipico esempio è rappresentato in figura 1.15.

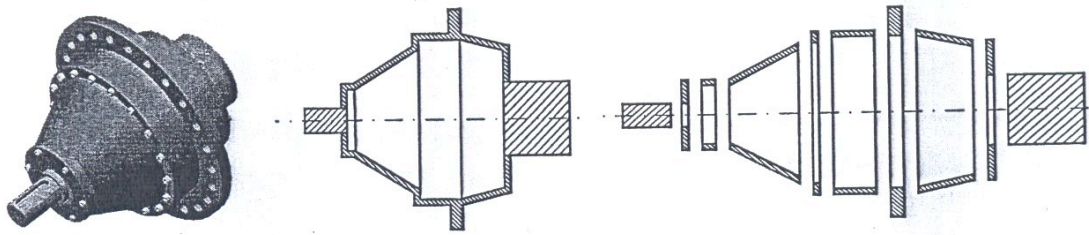


Figura 1.15: Cassa assialsimmetrica

Per calcolare il flusso di calore trasmesso all'esterno da casse di riduttori epicicloidali a sezione circolare, per convezione ed irraggiamento, le relazioni generali vanno adattate al caso particolare. Il modello prevede di suddividere la cassa in vari tratti elementari, come in figura, ciascuno corrispondente ad un cilindro, un tronco di cono o un disco e, quindi, calcolare separatamente il calore dissipato nei vari elementi.

Occorre individuare le misure fondamentali di ciascuno dei tratti elementari che compongono la cassa del riduttore, come mostrato nella figura 1.16 [13].

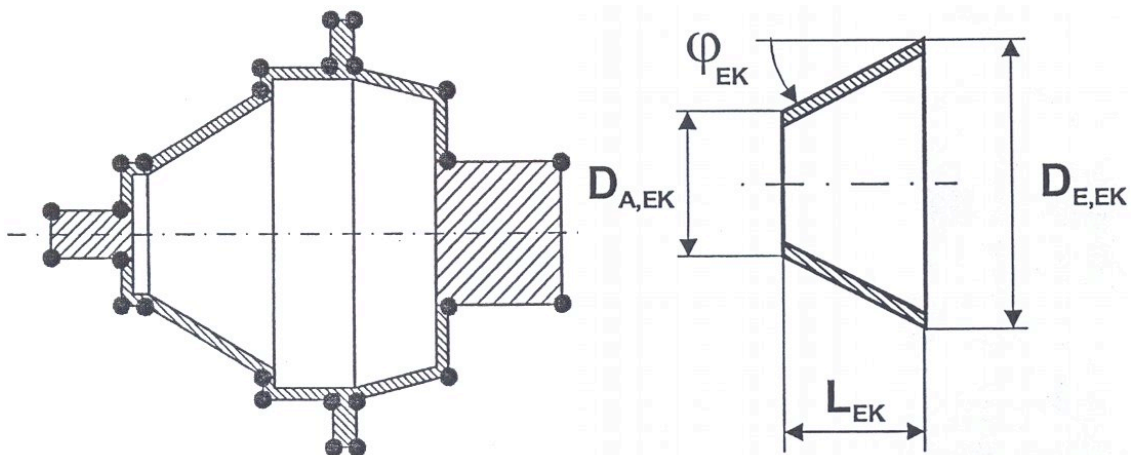


Figura 1.16: Elemento della cassa

Con il significato dei simboli definito in figura, la superficie esterna del corpo elementare (A_{EK}) viene calcolata mediante la seguente relazione:

$$A_{EK} = \pi \frac{(D_{A,EK} + D_{E,EK})}{2} \sqrt{L_{EK}^2 + \left(\frac{D_{A,EK} - D_{E,EK}}{2} \right)^2}$$

È utile definire anche l'angolo di semi-apertura del cono elementare, pari a:

$$\varphi_{EK} = \arctan \left(\frac{D_{A,EK} - D_{E,EK}}{2 L_{EK}} \right)$$

La superficie esterna complessiva della cassa ($A_{ambiente}$) e la sua lunghezza complessiva (L_{cassa}) saranno ovviamente pari alla somma delle superfici esterne e delle lunghezze dei vari tratti elementari, e cioè, rispettivamente, pari a:

$$A_{ambiente} = \sum_j A_{EK,j}$$

$$L_{cassa} = \sum_j L_{EK,j}$$

Si può, infine, definire il diametro medio della cassa che servirà nel seguito per calcolare alcuni dei coefficienti di trasmissione del calore:

$$\bar{D}_{cassa} = \sum_j \left(\frac{D_{A,EK,j} + D_{E,EK,j}}{2} \cdot \frac{L_{EK,j}}{L_{cassa}} \right)$$

Alcune delle relazioni generali per casse rettangolari sono valide anche per casse di forma assialsimmetrica.

Il calore dissipato per convezione e irraggiamento, ad esempio, è sempre pari a:

$$Q_{ca} = A_{ambiente} \bar{k} (T_{olio} - T_{ambiente})$$

Il coefficiente medio di trasmissione del calore della cassa può essere espresso anche in questo caso come:

$$\bar{k} = \left(\frac{1}{\alpha_{olio}} \frac{A_{ambiente}}{A_{olio}} + \frac{\delta}{\lambda} \frac{A_{ambiente}}{A_{olio}} + \frac{1}{\alpha_{ambiente}} \right)^{-1}$$

Il coefficiente di trasmissione di calore tra la superficie esterna della cassa e l'ambiente ($\alpha_{ambiente}$) è pari alla somma del contributo relativo alla convezione e di quello relativo all'irraggiamento, che vanno però calcolati per il caso particolare di casse assialsimmetriche:

$$\alpha_{ambiente} = \alpha_{conv} + \alpha_{irr}$$

Trasmissione di calore per irraggiamento

Il calore dissipato per irraggiamento si ottiene in maniera del tutto analoga a quanto visto per una cassa rettangolare. Si usa, quindi, la seguente relazione:

$$\alpha_{irr} = 0,23 \cdot 10^6 \epsilon_n \left(\frac{T_{parete} + T_{ambiente}}{2} \right)^3$$

Dove:

- ϵ_n [-] è il coefficiente di emissione;
- T_{parete} [K] è la temperatura media della parete della cassa;
- $T_{ambiente}$ [K] è la temperatura media dell'ambiente.

Il valore del coefficiente di emissione va stimato sempre con le indicazioni contenute nella figura 1.14.

Trasmissione di calore per convezione

Si devono considerare separatamente il caso di convezione naturale e quello di convezione forzata, come per le casse a forma rettangolare. Si dovrà porre, quindi, una delle seguenti condizioni, a seconda della situazione nella quale si trova il riduttore:

$$\alpha_{conv} = \alpha_{conv, nat} \quad \text{oppure} \quad \alpha_{conv} = \alpha_{conv, forz}$$

Per quanto riguarda il caso di convezione forzata, inoltre, il modello prevede di distinguere tra il caso di corrente d'aria perpendicolare all'asse della cassa e di corrente d'aria parallela all'asse della cassa. Nei due casi si dovrà porre una delle seguenti equazioni, rispettivamente:

$$\alpha_{conv, forz} = \alpha_{conv, forz, perp} \quad \text{oppure} \quad \alpha_{conv, forz} = \alpha_{conv, forz, tang}$$

Convezione naturale

Per il caso di convezione naturale sono disponibili solo poche relazioni di carattere sperimentale, che non distinguono tra pareti orientate diversamente. La relazione da utilizzare è la seguente e consente di calcolare direttamente il coefficiente di trasmissione di calore per convezione naturale complessivo della

cassa:

$$\alpha_{conv,nat} = \frac{12.1}{1.08} \bar{D}_{cassa} \left(\frac{(T_{parete} - T_{ambiente})}{T_{ambiente}} \right)^{0.3}$$

Dove:

- $\alpha_{conv,nat}$ [W/(m²K)] è il coefficiente medio di trasmissione di calore per convezione naturale;
- \bar{D}_{cassa} [m] è il diametro medio della cassa, definito in precedenza;
- T_{parete} [K] è la temperatura media della parete della cassa;
- $T_{ambiente}$ [K] è la temperatura media dell'ambiente.

Corrente perpendicolare all'asse della cassa

Nel caso di corrente perpendicolare all'asse della cassa, come schematizzato in figura 1.17, le varie superfici dei singoli elementi sono da considerare suddivise in tre parti, ciascuna delle quali soggetta ad una diversa condizione di convezione.

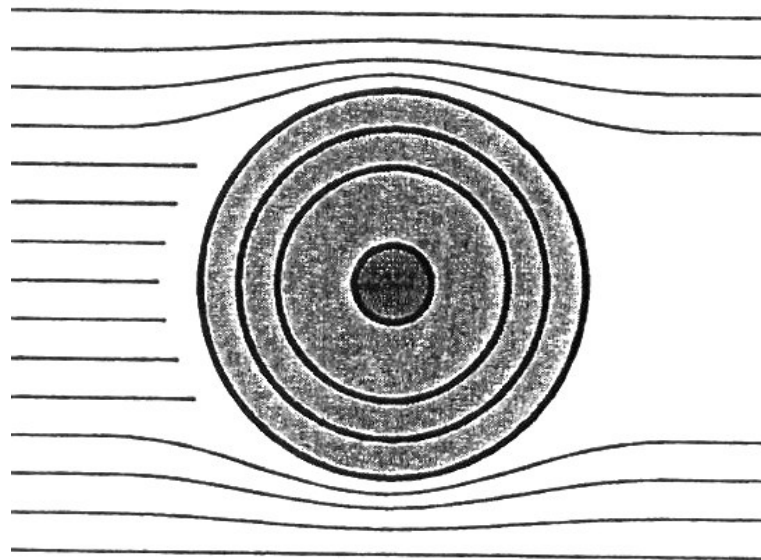


Figura 1.17: Corrente perpendicolare alla cassa

Detta A_{EK} la superficie complessiva del singolo elemento, il modello prevede di

stimare l'area di ciascuna di queste tre parti con le seguenti relazioni:

$$A_{EK, perp, nat} = 0.25 A_{EK}$$

$$A_{EK, perp, front} = 0.25 A_{EK} \left(1 - \frac{2}{\pi} \varphi_{EK} \right)$$

$$A_{EK, perp, tang} = 0.5 A_{EK} \left(\frac{\varphi_{EK}}{\pi} + 1 \right)$$

Dove:

- $A_{EK, perp, nat}$ [m²] è l'area della parte di parete in ombra, soggetta quindi a convezione naturale;
- $A_{EK, perp, front}$ [m²] è l'area della parte di parete investita frontalmente dalla corrente d'aria;
- $A_{EK, perp, tang}$ [m²] è l'area della parte di parete lambita tangenzialmente dalla corrente d'aria.

Ogni singolo elemento della cassa va suddiviso in questo modo e per ciascuno si devono stimare i coefficienti di trasmissione di calore. Quelli relativi alla convezione forzata sono da stimare con le seguenti relazioni:

$$\alpha_{EK, perp, front} = 5.6 \left(\frac{2}{L_{EK}} + \frac{8}{\pi (D_{A, EK} + D_{E, EK})} \right)^{0.34} w^{0.66}$$

$$\alpha_{EK, perp, tang} = 7.6 \left(\frac{8}{\pi (D_{A, EK} + D_{E, EK})} \right)^{0.37} w^{0.63}$$

Dove il significato dei simboli è stato definito in precedenza.

Si può, infine, calcolare il coefficiente di trasmissione di calore per convezione forzata del singolo elemento j-esimo ($\alpha_{EK, perp, j}$):

$$\alpha_{EK, perp, j} = \frac{\left(\alpha_{conv, nat} A_{EK, perp, nat, j} + \alpha_{EK, perp, front, j} A_{EK, perp, front, j} + \alpha_{EK, perp, tang, j} A_{EK, perp, tang, j} \right)}{A_{EK, j}}$$

Il coefficiente di trasmissione di calore per convezione forzata, complessivo di tutta la cassa e nel caso che la corrente d'aria sia perpendicolare all'asse della cassa stessa, è la somma pesata del coefficiente dei singoli elementi:

$$\alpha_{conv} = \alpha_{conv, perp} = \frac{1}{A_{ambiente}} \sum_j \alpha_{EK, perp, j} A_{EK, j}$$

Corrente parallela all'asse della cassa

Nel caso di corrente d'aria in direzione parallela all'asse della cassa, occorre tenere in considerazione che possono esserci parti che restano “nascoste” rispetto alla corrente perché poste dietro ad altre con diametro superiore; queste parti non beneficiano della condizione di convezione forzata e per esse si dovrà considerare una condizione di convezione naturale. La situazione è schematizzata nella figura 1.18.

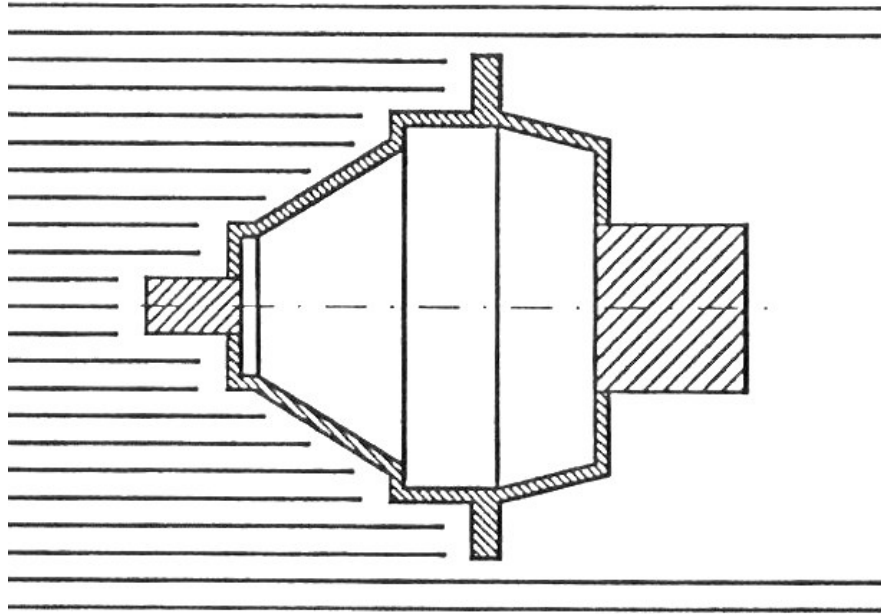


Figura 1.18: Corrente parallela alla cassa

Per ciascuna parte elementare di suddivisione della cassa, la superficie di scambio termico va suddivisa tra parte soggetta a flusso frontale e parte soggetta a flusso tangenziale, secondo le seguenti relazioni:

$$A_{EK, par, front} = A_{EK} \left(\frac{2}{\pi} \varphi_{EK} \right)$$

$$A_{EK, par, tang} = A_{EK} \left(1 - \frac{2}{\pi} \varphi_{EK} \right)$$

Dove:

- A_{EK} [m²] è la superficie esterna complessiva soggetta a convezione forzata del singolo elemento;
- $A_{EK, par, front}$ [m²] è la superficie esterna dell'elemento investita frontalmente e in condizione di corrente d'aria parallela all'asse;
- $A_{EK, par, tan}$ [m²] è la superficie esterna dell'elemento lambita tangenzialmente e in condizione di corrente d'aria parallelo all'asse;
- φ_{EK} [radianti] è l'angolo di apertura del singolo elemento, così come definito in precedenza.

I coefficienti di trasmissione per convezione forzata complessivi, validi cioè per la cassa nella sua totalità, si calcolano con le seguenti relazioni:

$$\alpha_{EK, par, front} = 5.6 \left(\frac{4}{D_{cassa, max}} \right)^{0.34} w^{0.66}$$

$$\alpha_{EK, par, tang} = 7.6 \left(\frac{1}{L_{cassa}} \right)^{0.37} w^{0.63}$$

Dove, oltre a simboli già definiti, si è introdotta la grandezza $D_{cassa, max}$ [m], che è il diametro massimo della cassa del riduttore.

Si può poi calcolare il coefficiente di trasmissione di calore per convezione forzata del singolo elemento j-esimo investito dalla corrente d'aria ($\alpha_{EK, par, j}$):

$$\alpha_{EK, par, j} = \frac{(\alpha_{EK, par, front} A_{EK, par, front, j} + \alpha_{EK, par, tang} A_{EK, par, tang, j})}{A_{EK, par, j}}$$

Si considera che la superficie esterna totale della cassa sia $A_{ambiente}$ e che la superficie totale direttamente investita dall'aria sia pari a:

$$\sum_j A_{EK, par, j}$$

La superficie che risulta in ombra, cioè non direttamente investita dall'aria, è soggetta a convezione naturale e risulta pari a:

$$A_{ambiente} - \sum_j A_{EK, par, j}$$

Il coefficiente di trasmissione di calore per convezione forzata, complessivo di tutta la cassa e nel caso che la corrente d'aria sia parallela, è il seguente:

$$\alpha_{conv} = \alpha_{conv, par} = \frac{1}{A_{ambiente}} \left(\sum_j (\alpha_{EK, par, j} A_{EK, par, j}) + \alpha_{conv, nat} (A_{ambiente} - \sum_j A_{EK, par, j}) \right)$$

Calore asportato tramite fluidi di raffreddamento

Il calore asportato tramite fluidi di raffreddamento può essere una parte decisamente rilevante del calore complessivamente dissipato e va stimato con la seguente relazione [7]:

$$\Delta H_{oil} = \frac{\dot{V}_{oil}}{60} \rho_{oil} c_{oil} \Delta \vartheta_{oil}$$

Dove:

- \dot{V}_{oil} [dm³/1'] è la portata volumetrica dell'olio nel circuito;
- ρ_{oil} [kg/m³] è la densità dell'olio alla temperatura di funzionamento;
- c_{oil} è il calore specifico dell'olio, che solitamente è compresa tra 1,7 e 2,1 J/(KgK);
- $\Delta \vartheta_{oil}$ [K] è la differenza di temperatura dell'olio lungo il circuito.

La differenza di temperatura dell'olio lungo il circuito, che è pari alla differenza di temperatura garantita dallo scambiatore di calore, può essere assunta, in mancanza di dati più precisi, pari a:

- 3-5 K in assenza di scambiatore di calore;
- 10-15 K con scambiatore di calore e in riduttori di grossa taglia, in servizio continuo al carico nominale;
- 15-20 K con scambiatore di calore e in riduttori di piccola taglia, in servizio intermittente e con carico al di sotto del 70% del carico nominale.

Calcolo della temperatura di equilibrio

Si è detto che la potenza che può essere trasmessa da una trasmissione ad ingranaggi non è limitata soltanto dalla capacità di carico, ma anche dalla temperatura dell'olio del riduttore, temperatura che non può superare un valore limite che dipende dalle caratteristiche dell'olio stesso; le alte temperature, infatti, influenzano l'invecchiamento dell'olio e anche l'usura, il pericolo grippaggio e la capacità di carico delle ruote dentate. Nelle applicazioni industriali, la temperatura massima accettabile dell'olio è spesso minore di quella teoricamente accettabile per l'olio, perché è determinata dalla necessità di mantenere la temperatura di parete ad un valore non pericoloso per gli operatori che dovessero toccare la parete stessa.

Durante il suo funzionamento, un riduttore ad ingranaggi è soggetto a varie perdite di potenza dovute a varie cause, come precedentemente descritto. Questa potenza dispersa (P_V) si trasforma in calore (Q) che deve essere dissipato. Entrambe queste grandezze dipendono dalla temperatura T dell'olio. La potenza dispersa, infatti, diminuisce se la temperatura dell'olio aumenta poiché in tali condizioni la viscosità dell'olio è minore e, quindi, è minore anche la resistenza al moto dovuta dall'olio. Al contrario, il calore dissipato dal riduttore aumenta al crescere della temperatura dell'olio, in quanto cresce la differenza di temperatura tra il riduttore stesso e l'ambiente e, quindi, lo scambio termico.

Esiste, pertanto, una temperatura alla quale la potenza dispersa e il calore dissipato si equivalgono. Quando il riduttore raggiunge tale temperatura, questa si stabilizza e rimane costante fino a quando non variano le condizioni di funzionamento del riduttore stesso. Si deve verificare che la temperatura di equilibrio sia minore di quella massima ammissibile. Tale temperatura può

essere calcolata risolvendo in funzione di T l'equazione:

$$P_v(T) = Q(T)$$

Tale equazione va risolta in modo iterativo ipotizzando una temperatura dell'olio e procedendo per passi successivi fino a determinare la temperatura alla quale tale equazione risulta soddisfatta con un grado di approssimazione sufficiente

Il modello è molto sensibile alla relazione tra temperatura dell'olio e viscosità, relazione che è particolarmente difficile da porre in via numerica. In questo lavoro si è utilizzata la relazione proposta in [11] dopo un'approfondita indagine in letteratura. Tale relazione è espressa dalla seguente equazione, che consente di valutare la viscosità cinematica (in cSt o mm²/s) in funzione della temperatura, espressa in °C:

$$\nu(t) = 10^{10^{c_1 \log(t+273) + c_2}}$$

Il valore delle costanti c_1 e c_2 si calcola risolvendo il seguente sistema in funzione dei valori di viscosità dell'olio a 40 °C (ν_{40}) e 100 °C (ν_{100}). Si noti che 313 è la temperatura di 40 °C espressa in K, così come 373 è la temperatura di 100 °C in K.

$$\frac{\log(\log(\nu_{40}))}{c_1 \log(313) + c_2} = 1$$

$$\frac{\log(\log(\nu_{100}))}{c_1 \log(373) + c_2} = 1$$

Un'altra equazione molto comune per valutare la relazione tra viscosità e temperatura è la seguente:

$$\nu(T) = a T^{-b}$$

Si è verificato che, nel caso particolare preso in esame e che sarà presentato nel seguito, la differenza tra i valori di viscosità ricavati con le due relazioni è inferiore al 7,5% e che il massimo errore è per temperature vicine ai 60 °C.

Il processo iterativo che consente di valutare, procedendo per tentativi, la temperatura di equilibrio dell'olio viene rappresentato nei diagrammi seguenti.

Il calcolo si basa, come visto, sulla combinazione di due diversi modelli: il primo consente di calcolare le perdite in base alla temperatura dell'olio e alle condizioni di funzionamento, il secondo consente di stimare la temperatura dell'olio calcolando la dissipazione termica in base alle condizioni di funzionamento.

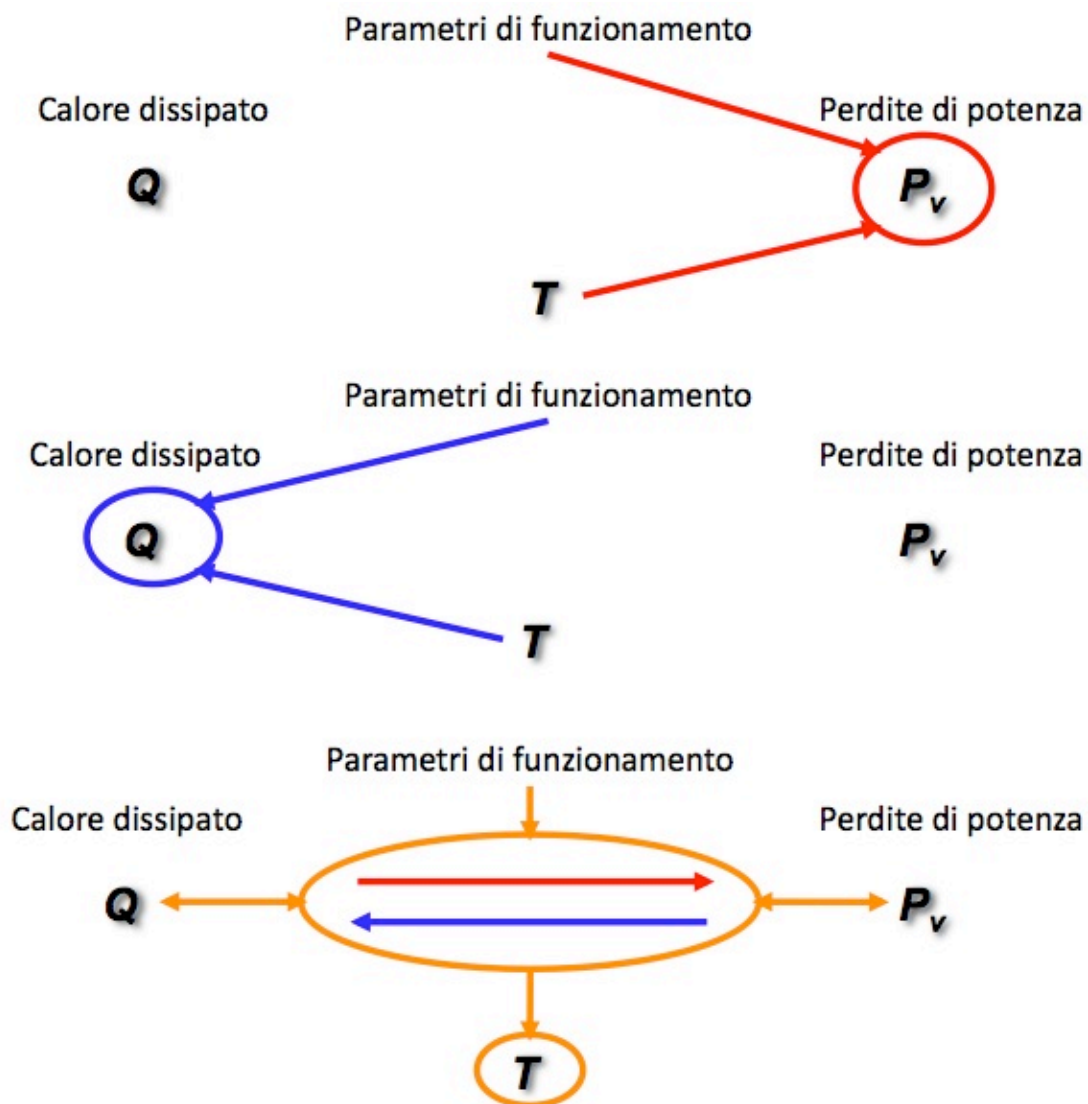


Figura 1.19: Calcolo iterativo

Capitolo 2: Applicazione del modello ad un caso reale

Il modello è stato applicato ad un caso reale per definirne la validità ed i limiti. Il riduttore scelto è stato oggetto di un contratto di ricerca con la Brevini Riduttori S.p.A. ed è rappresentato in figura 2.1.

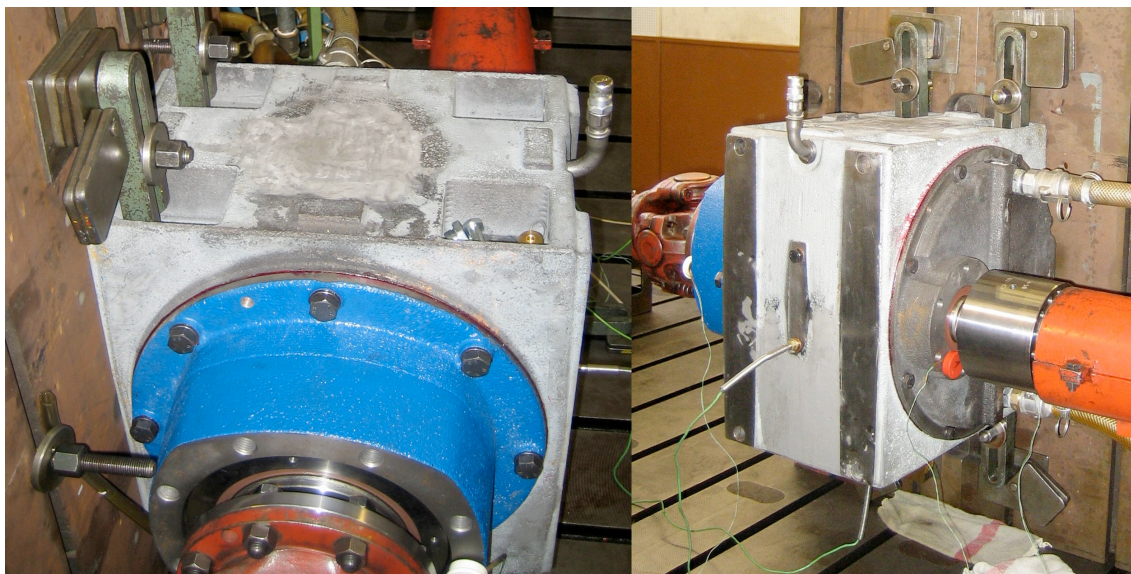


Figura 2.1: Riduttore oggetto della prova

Il modello precedentemente descritto è stato implementato ed è stata condotta una serie di prove sperimentali che hanno consentito di determinare i coefficienti impiegati nel modello e di definirne i limiti.

Caratteristiche del riduttore

Sono stati realizzati due prototipi di riduttore, tra loro simili. Il primo prototipo era più piccolo e per una potenza fino a circa 60 kW; un complessivo di massima di tale riduttore è rappresentato in figura 2.2.

Su questo primo prototipo è stato applicato il modello di calcolo delle perdite e si è visto che un punto critico erano i cuscinetti a rulli conici utilizzati per supportare gli alberi del primo stadio di riduzione, che era realizzato con ruote a denti elicoidali; tali cuscinetti, infatti, erano la causa di perdite di potenza molto rilevanti; nel secondo prototipo si è passati, quindi, a ruote a denti dritti supportate da cuscinetti radiali e per ridurre la rumorosità si sono utilizzate ruote di tipo “long addendum”.

Per quanto riguarda l'albero in uscita, la disposizione dei cuscinetti del secondo prototipo è leggermente diversa rispetto a quella del primo prototipo. In particolare, è stato eliminato il cuscinetto radiale a sfere montato più vicino all'uscita del riduttore, dato che si è visto che il cuscinetto obliquo insieme ad un unico cuscinetto radiale a sfere sono sufficienti a sorreggere tale albero.

Il primo prototipo era poi caratterizzato da un circuito di raffreddamento ad acqua passante nella parete del riduttore stesso, in maniera tale da realizzare una camicia ad acqua, come si vede nella figura 2.2. Nel secondo prototipo la Brevini ha scelto, invece, una soluzione ritenuta più semplice e si è utilizzata una serpentina annegata nel bagno d'olio. Questa soluzione garantisce la possibilità di dissipare una maggior quantità di calore per convezione perché porta ad una temperatura di parete superiore; tuttavia, una temperatura di parete troppo elevata non è accettabile in quanto pericolosa per l'utilizzatore del riduttore stesso e occorre, quindi, bilanciare vantaggi e svantaggi delle due soluzioni.

L'attività si è incentrata prevalentemente sul secondo prototipo, sul quale è stata condotta la serie di prove sperimentali; un complessivo di massima di tale riduttore è rappresentato in figura 2.3.

Si tratta di un riduttore a doppio stadio di riduzione: il primo stadio è ottenuto con due ruote a denti dritti a dentatura esterna, mentre il secondo stadio è un riduttore epicycloidale con corona fissa e albero di uscita collegato al portasatelliti.

Il primo stadio ha un rapporto di ingranamento di circa 1,71, mentre per il secondo stadio tale rapporto è 6, per un totale pari circa a 10. Il riduttore è progettato per una coppia motrice massima di 570 N/m ed una potenza massima di 90 kW. Nelle prove non si è mai superata una velocità di rotazione di 2000 giri/1' sull'albero in ingresso. Per poter dissipare efficacemente tutto il calore che si sviluppa nella trasmissione a causa delle elevate potenze in gioco, si è reso necessario un circuito di raffreddamento ad acqua.

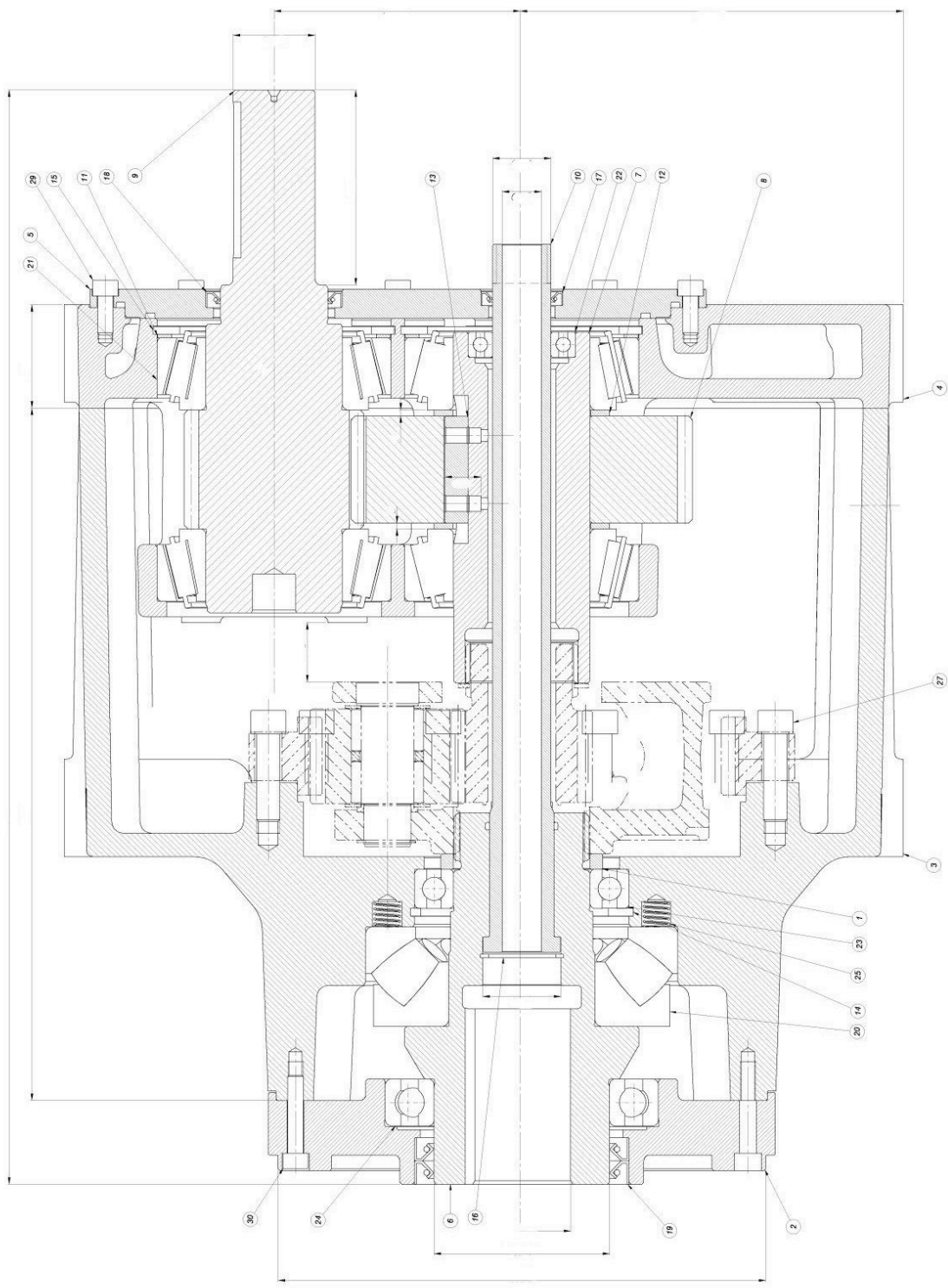


Figura 2.2: Complessivo riduttore (primo prototipo)

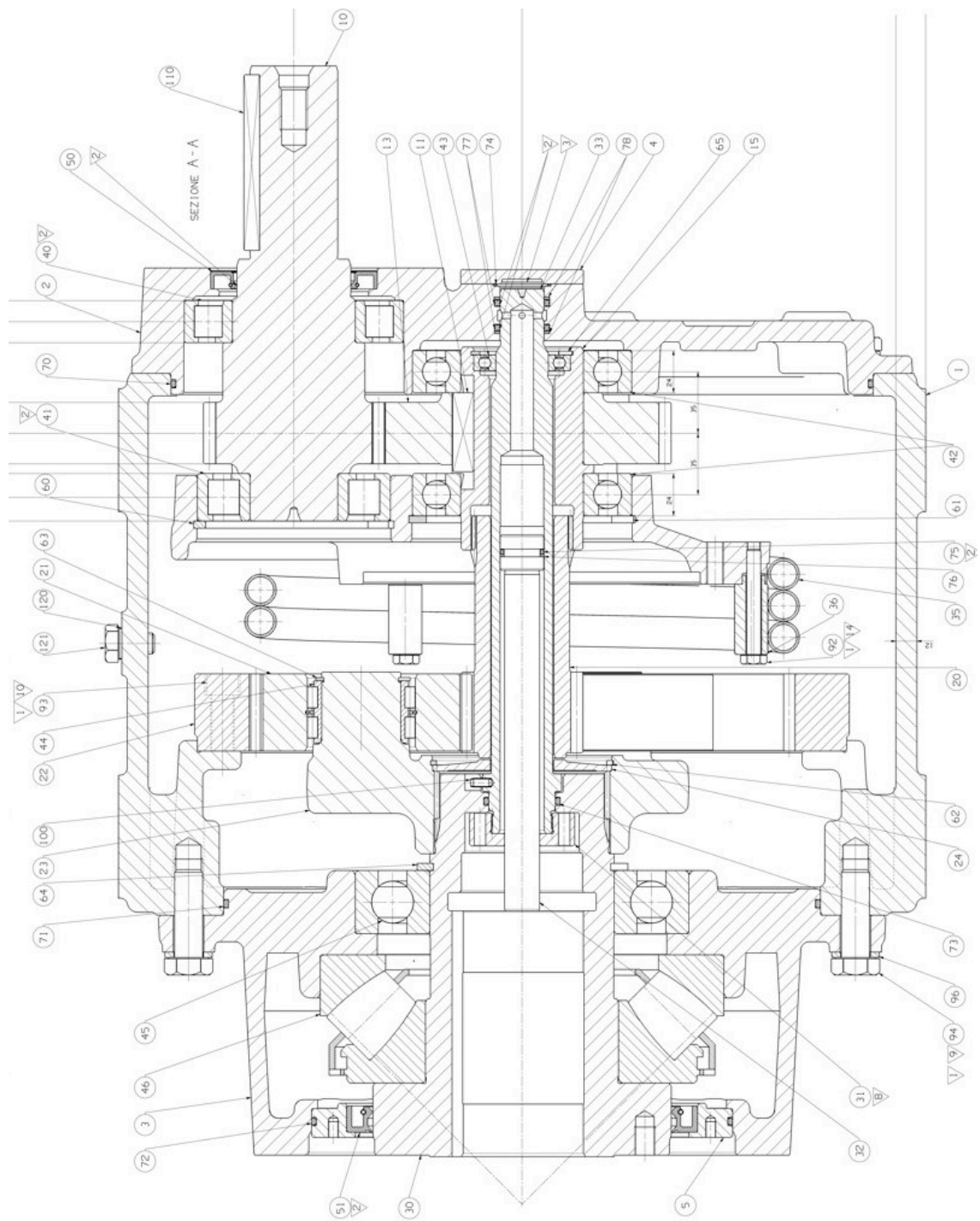


Figura 2.3: Complessivo riduttore (secondo prototipo)

Ruote dentate

Come detto anche in precedenza, il riduttore è a due stadi di riduzione, il primo con ruote dentate a dentatura esterna disposte con assi paralleli e il secondo di tipo epicicloidale. Si fissa la convenzione di indicare il pignone (ruota motrice) del primo stadio di riduzione con 1 e la ruota (ruota condotta) con 2; il primo stadio di riduzione è indicato, quindi, con 1-2. Per quanto riguarda lo stadio con rotismo epicicloidale, si indica con 3 il solare, con 4 i satelliti e con 5 la corona; lo stadio epicicloidale è indicato, quindi, con 3-4-5 e gli ingranamenti tra solare e satelliti e tra satelliti e corona, rispettivamente, con 3-4 e 4-5.

I dati geometrici delle ruote sono riassunti nelle tabelle seguenti:

Ruote	1	2	3	4	5
Numero denti [-]	38	65	20	17	60
Angolo di pressione nominale [deg]	20	20	20	20	20
Angolo elica primitiva [deg]	0	0	0	0	0
Larghezza di fascia [mm]	35	35	46	44	44
Diametro primitivo nominale [mm]	95	162,5	60	117	300
Diametro esterno [mm]	102,3	175,5	69,2	126	296

Interasse di lavoro 1-2 [mm]	130
Interasse di lavoro 3-4 [mm]	91,6
Interasse di lavoro 4-5 [mm]	91,6
numero satelliti [-]	3
Diametro esterno portasatelliti [mm]	183
Larghezza portasatelliti [mm]	62,5

Il numero di satelliti è 3, ma si suppone che su ciascuno agisca il carico totale moltiplicato per un coefficiente pari a 0,41, come descritto in precedenza e

indicato in [8]; ciò consente di tenere conto del fatto che il carico non è mai ripartito ugualmente su tutti i satelliti.

Il portasatelliti è del tipo a singola parete.

Geometria

La cassa è suddivisa in due parti: una parte, quella che nella fotografia si vede essere dipinta di azzurro, ha una forma assialsimmetrica; l'altra parte, dipinta di grigio, ha una forma parallelepipedica, o rettangolare, tipica di un tradizionale riduttore ad assi paralleli. Il calcolo, quindi, è stato condotto stimando separatamente, e con relazioni diverse, la dissipazione di calore nelle due parti della cassa.

La parte di cassa con forma rettangolare misura circa 370x460x480 mm e lo spessore di parete è di 12 mm. La parte assialsimmetrica è stata approssimata con un singolo cilindro cavo con diametro esterno di 323 mm e diametro interno di 307 mm.

Nel riduttore sono impiegate tenute striscianti sull'albero in ingresso, sull'albero in uscita e sull'albero che è collocato internamente all'albero di uscita, come mostrato nel disegno. Il diametro delle superfici interessate è pari a 55 mm, 90 mm e 40 mm, rispettivamente.

Lo stadio epicicloidale riceve e trasmette moto attraverso dei profili scanalati realizzati in modo tale da consentire piccoli disallineamenti degli alberi stessi; pertanto, si è considerato nel calcolo che attraverso tali profili si trasmetta solo coppia.

Cuscinetti

Si indica con 1 il cuscinetto montato sull'albero che supporta la ruota 1 e collocato vicino alla presa del moto, mentre si indica con 2 il cuscinetto montato

sullo stesso albero, ma lontano dalla presa del moto; questi due cuscinetti sono a rulli cilindrici. Analogamente, si indica con 3 il cuscinetto montato sull'albero che supporta la ruota 2 e sul lato della presa del moto, mentre si indica con 4 l'altro cuscinetto montato sullo stesso albero; questi due cuscinetti sono radiali a sfere.

L'albero in uscita è soggetto teoricamente solo a carico assiale e coppia, ma non a carichi flettenti; questa ipotesi è stata poi utilizzata per calcolare i carichi sui cuscinetti e, quindi, le relative perdite. I due cuscinetti radiali a sfere montati sull'albero in uscita e sull'albero interno all'albero in uscita sono indicati rispettivamente con 5 e 6 e sono stati considerati scarichi; il cuscinetto obliquo è indicato con 7.

Infine, ci sono 3 cuscinetti a rullini che supportano i satelliti e che sono indicati con 8.

Per il calcolo dei carichi agenti sui cuscinetti del primo stadio occorre conoscere la distanza di ciascun cuscinetto dalle ruote dentate. La distanza tra il centro del cuscinetto 1 e il centro della ruota 1 è di 63,5 mm, mentre la distanza tra il centro del cuscinetto 2 e la ruota 1 è di 36,5 mm. Sull'albero 2, invece, la ruota è montata in posizione parallela rispetto ai due cuscinetti 3 e 4 e tale che la distanza tra ruota e cuscinetti è di 35 mm.

Le caratteristiche dei vari cuscinetti impiegati, che sono tutti privi di guarnizioni striscianti, sono riportate nella tabella seguente:

Cuscinetti	1,2	3,4	5	6	7	8
tipo	rulli	sfere	sfere	sfere	obliquo	rullini
Diametro del foro [mm]	70	70	105	30	110	27,1
Diametro esterno [mm]	125	125	190	55	230	37,1
Larghezza [mm]	24	24	36	9	73	21,8

Olio

L'olio utilizzato per lubrificare il riduttore è il Mobilgear SHC XMP 220, di marca Mobil. Le caratteristiche di tale olio, disponibili sul sito del produttore (www.mobil.com), sono le seguenti:

Mobilgear serie SHC XMP 220	
Grado ISO VG	220
Viscosità, ASTM D 445	
cSt @ 40 °C (ν_{40})	220
cSt @ 100 °C (ν_{100})	27.8
Indice di viscosità VI, ASTM D 2270	163
Punto di scorrimento [°C], ASTM D 97	-45
Punto di infiammabilità [°C], ASTM D 92	244
Densità @15 °C [kg/dm ³], ASTM D 1298 (ρ_{15})	0.859

Le caratteristiche dell'olio cambiano decisamente al variare della temperatura e questo, come già detto nel relativo paragrafo, è un punto critico del procedimento di calcolo dell'energia e del calore dissipati.

Si è detto in precedenza che si è scelto di utilizzare la relazione tra viscosità e temperatura proposta in [11], che qui si riporta di nuovo:

$$\nu(t) = 10^{10^{c_1 \log(t+273) + c_2}}$$

Il valore delle costanti c_1 e c_2 si calcola risolvendo il seguente sistema in funzione dei valori di viscosità dell'olio a 40 °C (ν_{40}) e 100 °C (ν_{100}):

$$\frac{\log(\log(\nu_{40}))}{c_1 \log(313) + c_2} = 1$$

$$\frac{\log(\log(\nu_{100}))}{c_1 \log(373) + c_2} = 1$$

Per l'olio Mobilgear SHC XMP 220 si trovano i seguenti valori:

$$c_1 = -2.758 \quad c_2 = 7.253$$

Per la densità vale la seguente relazione, con la temperatura sempre espressa in °C e la densità in kg/dm³:

$$\rho(t) = \rho_{15} - (t - 15) \cdot 6.444 \cdot 10^{-4}$$

Note densità e viscosità cinematica, la viscosità dinamica, espressa in cP, può essere valutata con la seguente relazione:

$$\eta(t) = \nu(t) \cdot \rho(t)$$

Infine, il calore specifico, in kJ/(kg°C), può essere stimato con la seguente relazione:

$$c(t) = \frac{4.19}{\rho(t)} (0.402 + 0.00081 t)$$

Dove la temperatura è sempre in °C.

A titolo esemplificativo, le grandezze caratterizzanti dell'olio Mobilgear SHC XMP 220, calcolate alla temperatura di 90 °C, sono:

$$\nu_{90} = 36.01 \text{ cSt} \quad \rho_{90} = 0.811 \frac{\text{kg}}{\text{dm}^3} \quad c_{90} = 2.455 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}}$$

Sistema di calcolo automatico

I modelli di calcolo dell'energia e del calore dissipati e della temperatura di equilibrio dell'olio sono stati implementati in un sistema di calcolo automatico, che consente di determinare le perdite, il calore dissipato e la temperatura al variare delle condizioni di funzionamento dell'attuatore stesso.

Tale sistema è basato su diversi fogli di calcolo realizzati con il software Excel di Microsoft. È stata sviluppata anche una più semplice versione in OpenOffice, un programma alternativo ad Excel che è Free e Open Source.

Per i casi nei quali il calcolo di un tipo di perdita può essere condotto sia con il modello derivato da [6] sia con quello derivato da [7], sono stati implementati entrambi i procedimenti e si può scegliere volta per volta quale dei due applicare.

Il sistema è stato realizzato in modo modulare, per poter essere facilmente adattato a qualunque tipo di riduttore, sia con ruote dentate a dentatura esterna sia con rotismi epicicloidali o qualunque combinazione dei due. A titolo esemplificativo, ne è stata realizzata una versione adatta ad un tradizionale riduttore epicicloidale ad uno stadio, versione estendibile a riduttori epicicloidali a più stadi. Il sistema di calcolo è stato poi ottimizzato per il particolare riduttore qui descritto, e cioè a due stadi di riduzione, il primo con ruote ad assi paralleli ed il secondo epicicloidale.

L'interfaccia principale del sistema è rappresentata nella figura seguente:

Input

GENERALE

Potenza in ingresso [kW]

30.00

Velocità di ingresso [gir/1']

1003

Carico assiale su albero uscita [kN]

0.1

OLIO

Liv. olio da s. est. scatola (bagno) [mm]

200

Liv. olio da s. est. scatola (lubr.mistia) [mm]

120

ACQUA RAFFREDDAMENTO

Calore specifico [J/KgK]

4186

portata [Litri/1']

15.30

Salto di temperatura (T_{uot}-T_{in}) [°C]

0.4

Temperatura ambiente [°C]

23

CIRCUITO OLIO

Pressione richiesta [bar]

5

Rendimento totale

0.7

Salto di temperatura nel circuito [°C]

10.0

Scegliere il modello di calcolo -->

Modello Tedesco

Sotto carico

Ingranam.

Cuscinetti

A vuoto

Cuscinetti

SBattim.

TOT

Perdite totali con assi orizzontali [kW]

0.7019

0.0955

0.1716

0.0206

0.9103

Perdite totali con assi verticali [kW]

0.7019

0.0955

0.3130

0.1149

2.4025

Perdite totali con getto [kW]

0.7019

0.0955

0.1565

0.0006

0.9545

Portate totali getto [litri/1']

2.2591

0.3072

0.5037

0.1571

3.0701

TENUTE

Perdita tenuta [kW]

0.0567

POMPA OLIO (getto)

Perdita pompa [kW]

0.0365

ALTRI VALORI UTILI

Coppia motrice [Nm]

265.622

Rapporto ingranamento epicicloidale

6

Rapporto ingranamento totale

10.26316

Velocità uscita teorica [gir/1']

37.72821

Ruote

Coppia motrice [Nm]

265.622

Velocità di rotazione [gir/1']

1003

Ruota 1

265.622

489.564

952.69602

0

Ruota 2

596.36923

596.3692

300.70217

0

DETAGLIO PERDITE E PORTATE (getto)

Cuscinetti

Cusc. 1

Cusc. 2

Cusc. 3

Cusc. 4

Rullini

Obliquo

Cusc. 5

Cusc. 6

Cusc. 7

TOT

Perdite [kW]

0.0555

0.0597

0.0185

0.0185

0.0147

0.0082

0.0000

0.0001

0.2520

Portate [litri/1']

0.1785

0.1922

0.0596

0.0596

0.0473

0.0264

0.0000

0.0002

0.8109

Ruote (ingranamento)

1 e 2

sol. e sat.

sat. e cor.

Perdite [kW]

0.2924

0.1008

0.3087

Portate [litri/1']

0.9411

0.3244

0.9936

Calcolo Temperatura

Temperatura olio

53 °C

Bagno d'olio e assi orizzontali

Disipazione termica

Q_housing [kW]

0.4627

Q_acqua [kW]

0.4270

Q_term tot [kW]

0.9097

Autori:

Sergio Maldotti

Gianluca Cricca

Versione: 3.0 dev

Figura 2.4: Sistema di calcolo automatico

Il sistema deve essere inizialmente predisposto per il particolare riduttore in esame. Vanno, quindi, inseriti i vari parametri che caratterizzano il riduttore,

106

quali le caratteristiche delle ruote dentate in gioco, i tipi di cuscinetti presenti, le caratteristiche dell'olio utilizzato e le dimensioni della cassa del riduttore stesso.

Il sistema fornisce contemporaneamente risultati relativi a tre diverse condizioni di lubrificazione:

- “a bagno d'olio”, e in particolare con un montaggio ad assi orizzontali;
- “a completa immersione”, cioè a bagno d'olio ma in condizioni di completo riempimento della cassa, condizione necessaria nel caso di collocazione del riduttore con assi verticali;
- “a carter umido”, cioè mantenendo un livello dell'olio minore di quanto necessario per una corretta lubro-refrigerazione degli organi, ma portando una quantità supplementare di olio dove necessario mediante un circuito a getto.

Introducendo i valori della potenza e della velocità in ingresso, il valore del carico assiale sull'albero di uscita, il livello e la temperatura dell'olio si ottiene una stima del calore dissipato verso l'ambiente e della energia dissipata nei vari organi di macchina che compongono il riduttore, quali le ruote dentate, i cuscinetti, le tenute striscianti.

Per la sola condizione “a bagno d'olio”, il sistema calcola in modo iterativo, come descritto in precedenza, la temperatura di equilibrio dell'olio all'interno del carter.

Per la sola condizione “a carter umido”, introducendo i valori della portata e del salto di temperatura nel circuito di lubro-refrigerazione, il sistema stima anche le perdite di potenza per la pompa di circolazione dell'olio e le portate minime da garantire nei vari punti del riduttore per asportare il calore che si genera.

In sintesi, il sistema di calcolo fornisce i seguenti risultati:

- temperatura di equilibrio dell'olio in condizioni di lubrificazione in bagno d'olio e funzionamento con assi orizzontali (condizione “a bagno

d'olio”);

- energia dissipata complessivamente nel riduttore per ciascuna delle diverse condizioni di lubrificazione considerate;
- calore dissipato dal riduttore verso l'esterno;
- energia complessivamente dissipata per ingranamento (sia dipendente dal carico, sia indipendente dal carico, sia la somma dei due contributi) per ciascuna delle diverse condizioni di lubrificazione considerate;
- energia complessivamente dissipata nei cuscinetti (sia dipendente dal carico, sia indipendente dal carico, sia la somma dei due contributi) per ciascuna delle diverse condizioni di lubrificazione considerate;
- dettaglio delle perdite di potenza per ciascuno dei vari cuscinetti e ingranamenti, limitatamente alla sola condizione “a carter umido”;
- energia complessivamente dissipata nelle tenute striscianti;
- limitatamente alla condizione “a carter umido”, stima della potenza richiesta alla pompa dell'olio e delle portate minime di olio da portare ai vari organi di macchina per asportare il calore.

Organizzazione della cartella di lavoro

La cartella di lavoro (Workbook) è strutturata in diversi fogli di calcolo (Sheets), pensati in modo modulare e organizzati per visualizzare e modificare solo un numero limitato di fogli e, all'interno di essi, solo un numero limitato di parametri. Ad esempio, normalmente è sufficiente lavorare soltanto nel primo foglio, che contiene i parametri principali di funzionamento ed i risultati; per l'impostazione iniziale delle caratteristiche del riduttore occorre accedere ad un secondo foglio, dove vanno impostati tutti i parametri relativi alle caratteristiche del riduttore stesso; gli altri fogli contengono i vari modelli di calcolo e occorre accedere ad essi solo per consultare i passaggi intermedi di calcolo o per modificare il modello stesso di calcolo. Esiste poi un ulteriore

foglio che va consultato per accedere a risultati e grafici di confronto tra le diverse condizioni di lubrificazione.

Si è scelta la convenzione di identificare tutte le celle che contengono parametri da impostare con colori nelle tonalità del blu o dell'azzurro; i risultati, invece, sono mostrati in celle con colori nella tonalità del giallo, chiaro per i risultati intermedi, più scuro per quelli complessivi.

Dati principali e risultati

Il foglio di calcolo principale, mostrato nella figura 2.4, è denominato “Dati principali e risultati”. Tale foglio contiene i parametri di funzionamento del riduttore e riporta un riepilogo dei risultati del calcolo.

La parte da compilare è, come detto, quella identificata dal colore azzurro, suddivisa in sezioni denominate “Generale”, “Olio” “Acqua raffreddamento” e “Circuito olio”.

Per quanto riguarda le condizioni generali di funzionamento dell'attuatore, il sistema richiede la potenza in ingresso, espressa in kW, la velocità di rotazione dell'albero di ingresso, espressa in giri al minuto, ed il carico assiale di compressione sull'albero di uscita, in kN. Quest'ultimo parametro influenza le perdite sul cuscinetto obliquo che è montato, appunto, sull'albero di uscita.

Per quanto riguarda l'olio, occorre introdurre i valori del livello del bagno d'olio rispetto alla base della scatola per le due condizioni di lubrificazione che lo richiedono: “a bagno d'olio” e “a carter umido”.

Nella sezione “Acqua raffreddamento” occorre introdurre i parametri relativi al circuito di raffreddamento ad acqua, cioè la portata (in litri al minuto), il calore specifico del liquido utilizzato (in $\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$), pari per l'acqua a $4186 \text{ Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$, e il salto di temperatura nel circuito di raffreddamento ad acqua; in questa sezione occorre anche introdurre il valore della temperatura dell'ambiente, che serve per il calcolo del calore dissipato per convezione e irraggiamento dalla cassa.

Introducendo, nella sezione “Circuito olio”, anche i parametri relativi all'eventuale circuito di lubro-refrigerazione dell'olio, il sistema stima un valore della potenza richiesta ad una pompa ad ingranaggi per alimentare il circuito; se non interessa valutare la condizione “a carter umido”, questi campi possono essere lasciati vuoti.

È poi presente un menu a tendina col quale è possibile scegliere se condurre il calcolo con le relazioni derivate da [6] oppure con quelle derivate da [7], limitatamente ai calcoli per i quali sono disponibili entrambi gli approcci.

La parte identificata dal colore giallo o arancione contiene i risultati, anch'essi divisi in varie sezioni.

La sezione più in alto fornisce un quadro riassuntivo delle perdite per i cuscinetti e per le ruote dentate nelle tre condizioni di lubrificazione considerate, suddivise in perdite dovute al carico e perdite indipendenti dal carico; per la lubrificazione “a carter umido” è riportata anche la portata d'olio minima teorica necessaria per smaltire il calore dovuto alle varie perdite di potenza.

La sezione sottostante riporta le perdite dovute alle tenute striscianti sugli alberi e, più sotto ancora, c'è il valore stimato della potenza richiesta dalla pompa ad ingranaggi per alimentare il circuito di lubro-refrigerazione. Il valore di tale potenza è valutato mediante la relazione proposta da un costruttore [20]:

$$P = \frac{Q \cdot \Delta p}{600 \eta_{tot}}$$

Nella sezione “Altri valori utili” sono presentate varie altre grandezze, quali la coppia motrice richiesta all'albero di ingresso, la velocità di rotazione teorica dell'albero di uscita, il rapporto di ingranamento dello stadio epicicloidale e quello complessivo del riduttore, le condizioni di lavoro delle varie ruote dentate.

La sezione ancora seguente riporta il dettaglio delle perdite di potenza da attribuire ai vari cuscinetti ed ingranamenti in condizione di lubrificazione “a

carter umido” e le relative portate d'olio richieste.

Sulla destra c'è la parte relativa alla dissipazione di calore e al calcolo termico. In alto, un bottone per lanciare il calcolo dell'equilibrio termico e subito sotto il valore del calore dissipato dalla cassa per convezione e irraggiamento, o attraverso il circuito di raffreddamento ad acqua.

Al centro c'è un riquadro che riguarda esclusivamente la condizione di lubrificazione “a bagno d'olio” e nel quale si trova l'indicazione del rendimento complessivo del riduttore e del livello dell'olio, calcolato rispetto all'asse di rotazione degli alberi del riduttore. Nella stessa zona si trova la cella, evidenziata in rosso, che contiene il valore della temperatura di equilibrio dell'olio; tale valore viene calcolato col processo iterativo già descritto, processo che viene avviato dalla pressione del bottone in alto e che porta all'aggiornamento del valore della temperatura indicato nella relativa cella. È anche possibile modificare manualmente il valore della temperatura per valutare le perdite o il calore dissipato ad una particolare temperatura dell'olio.

Dati Geometria

Il secondo foglio di calcolo, denominato “Dati geometria”, contiene tutte le informazioni relative alla particolare configurazione del riduttore sul quale eseguire il calcolo. Così, mentre il primo foglio consente di esplorare le condizioni di funzionamento di uno stesso riduttore, il secondo consente di impostare i parametri caratteristici del riduttore stesso rispetto ad altri, purché con geometria analoga.

Anche questo foglio di calcolo contiene varie sezioni.

La prima sezione, denominata “generale”, contiene informazioni sulla geometria generale del riduttore, e cioè i valori degli interassi dei vari ingranamenti ed il numero di satelliti dello stadio epicicloidale; vanno specificati, inoltre, il numero di pareti del portasatelliti (1 oppure 2), il numero

di satelliti e il fattore di ripartizione del carico sui satelliti [8], già descritto nel paragrafo relativo alle caratteristiche delle ruote dentate del riduttore; si richiede, infine, il valore del fattore di impiego [8], che è un fattore che tiene conto dei sovraccarichi dovuti al particolare tipo di utilizzatore e di motore collegati al riduttore stesso.

La sezione successiva raccoglie le informazioni che servono per valutare il calore dissipato dalla cassa, e cioè la dimensioni della parte rettangolare e della parte assialsimmetrica, nonché i valori dei vari coefficienti di trasmissione del calore e di emissione.

C'è poi la sezione denominata “cuscinetti”, dove si impostano le caratteristiche di ciascun cuscinetto: quelle geometriche, come il diametro interno ed esterno e la larghezza, ma anche quelle relative al calcolo delle perdite, così come descritto nel capitolo relativo al calcolo delle perdite per i cuscinetti. Si ritiene utile evidenziare che è possibile inserire tre valori distinti del coefficiente relativo alle perdite indipendenti dal carico (f_0), per tenere conto delle tre diverse condizioni di funzionamento previste dal calcolo.

Nella sezione “ruote” si devono specificare i principali parametri geometrici delle ruote dentate: numero di denti, angolo di pressione, angolo d'elica, larghezza di fascia, diametro primitivo, diametro esterno e rugosità superficiale; si richiede, inoltre, di specificare il valore della costante sperimentale A_g , che è utilizzata per il calcolo delle perdite per sbattimento secondo [6] e che, come indicato in precedenza nel paragrafo relativo, in assenza di indicazioni sperimentali può essere posta pari a 0,2.

Nella sezione “portasatelliti” occorre inserire i dati relativi alla dimensione del portasatelliti, dati che servono al calcolo delle perdite per sbattimento; anche in questo caso è richiesto un valore della costante sperimentale A_g . Si osserva che valori maggiori di A_g portano ad ottenere valori inferiori delle perdite per sbattimento, come ci si aspetta, ad esempio, per dischi rotanti in olio che hanno superfici esterne più uniformi e lisce rispetto alle ruote dentate; come

indicazione di massima, quindi, un portasatelliti a doppia parete dovrebbe essere caratterizzato da un valore di A_g maggiore di 0,2, ma per determinare con precisione il valore corretto si deve condurre una prova sperimentale specifica per ogni particolare portasatelliti.

La sezione “olio” contiene le informazioni relative al lubrificante impiegato nel riduttore, informazioni che per la maggior parte sono reperibili a catalogo; occorre inserire anche i valore dei coefficienti c_1 e c_2 , da calcolarsi come indicato in precedenza sulla base dei valori di viscosità a 40 °C e 100 °C.

Nella sezione denominata “geometria” vanno inseriti i parametri geometrici che influenzano il calcolo dell'equilibrio degli alberi del primo stadio di riduzione e, quindi, i carichi che agiscono sui cuscinetti. In particolare, occorre inserire le distanze di ogni singolo cuscinetto dalla ruota e la distanza tra il cuscinetto stesso ed il centro di pressione, valore che è diverso da zero solo per cuscinetti a rulli conici e obliqui a sfere e dipende dal particolare tipo di cuscinetto.

L'ultima sezione, denominata “diametri alberi e tenute”, influenza il calcolo delle perdite imputabili alla presenza di guarnizioni striscianti. Occorre specificare i diametri degli alberi sui quali strisciano le guarnizioni: Con D_1 è indicato il diametro dell'albero di ingresso in corrispondenza della sezione dove è montata la guarnizione, con D_2 è indicato il diametro dell'albero collocato internamente all'albero in uscita e con D_3 il diametro dell'albero di uscita stesso.

Prova sperimentale

La serie di prove è stata diretta dal DIEM e condotta presso il laboratori della PIV, azienda che si trova in Germania e che fa parte del gruppo Brevini.

Si è avuto l'occasione di verificare di persona le condizioni di prova e le attrezzature disponibili nel laboratorio, nonché di concordare coi tecnici di laboratorio le procedure da adottare perché le prove potessero essere condotte nel tempo minore possibile e in condizioni tali da dare risultati validi.

La campagna di prove è riportata nella tabella.

Velocità rotazione [giri/1']	Potenza [kW]	Livello olio [mm]
997	60	-40
1498	89	-40
1497	46	-40
1987	94	-40
998	-	0
1499	-	0
1999	-	0
1003	-	-40
1501	-	-40
2000	-	-40
1003	-	-78
1503	-	-78
2005	-	-78

In tutte le prove è stato utilizzato il circuito di raffreddamento ad acqua, con

una portata di 15 litri/1'.

Le prove sono state condotte in due configurazioni diverse: con carico e senza carico.

Per considerare completa una prova è necessario aspettare che il riduttore raggiunga la condizione di equilibrio termico, che è stata definita come quella condizioni nella quale la temperatura dell'olio varia di meno di 1 °C in 10 minuti.

Al termine della prova, è necessario aspettare che la temperatura si abbassi nuovamente prima di iniziare la prove seguente e, quindi, servono tempi lunghi per condurre le prove. Poiché, però, il banco di prova è stato a disposizione per un periodo di tempo decisamente ridotto, si è dovuto limitare numero di prove; si è inoltre progettato la successione delle prove in modo da poterne condurre più d'una senza aspettare il raffreddamento dell'olio, facendo in modo che la prova successiva fosse in condizioni tali da portare l'olio ad una temperatura maggiore della precedente; durante la notte, c'era il tempo di raffreddare completamente l'olio e si poteva così ricominciare il giorno successivo.

Prove con carico

Le prime quattro righe della tabella precedente si riferiscono alle prove sotto carico. Durante tali prove, il riduttore era collegato tramite albero con giunto cardanico ad un motore di azionamento; l'albero di uscita era collegato, sempre tramite albero con giunto cardanico, ad un moltiplicatore di velocità, a sua volta collegato ad un freno elettromagnetico. Variando la coppia del freno, viene variata la potenza erogata dal motore, fino al limite del motore stesso che è di 90 kW a 1500 giri/1' o 110 kW a 2000 giri/1'. L'interposizione di un moltiplicatore di velocità non consente, in questa configurazione, di calcolare in modo preciso la coppia resistente e, quindi, le perdite. Questa è la

configurazione mostrata nelle fotografie qui riportate, nelle quali si vedono, oltre al riduttore, anche il motore, il moltiplicatore di velocità ed il freno.

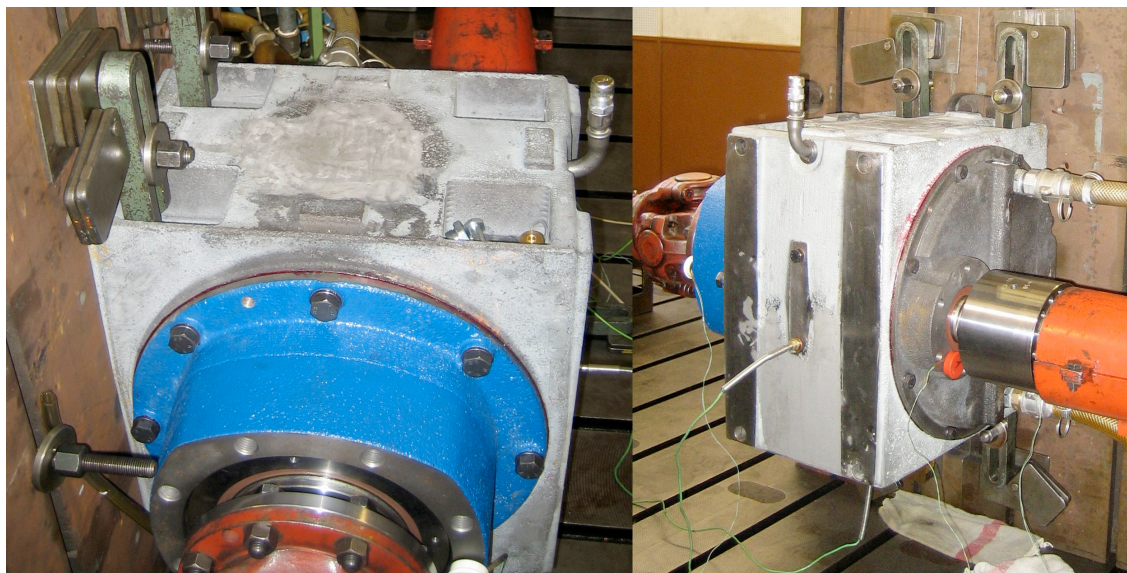


Figura 2.5: Riduttore sul banco di prova



Figura 2.6: Motore



Figura 2.7: Moltiplicatore di velocità e freno

Le prove sotto carico hanno avuto lo scopo anche di tarare e validare il modello di calcolo per la parte relativa alle perdite di potenza legate, appunto, al carico sul riduttore. In tali prove, quindi, era interessante studiare gli effetti della variazione della velocità di rotazione e della coppia resistente, ma era meno importante studiare gli effetti del livello dell'olio. Pertanto, si è deciso di mantenere, durante le prove sotto carico, un livello dell'olio costante e pari al livello di progetto, cioè 40 mm al di sotto dell'asse di rotazione del

portasatelliti; si è deciso di variare, invece, la velocità di rotazione e la coppia resistente: la prima prova è stata condotta con velocità di rotazione dell'albero in ingresso pari a circa 1000 giri/1' e con la coppia massima nominale del riduttore, pari a circa 570 Nm; le due prove successive sono state condotte con velocità di rotazione di circa 1500 giri/1' e per due valori della coppia resistente pari a circa 570 Nm e 290 Nm; l'ultima prova è stata condotta con la velocità di rotazione massima di progetto, pari a 2000 giri/1', e con una coppia resistente di circa 450 Nm, tale che la potenza in gioco fosse pari alla potenza nominale massima del riduttore (90 kW).

Le prime due prove sono state condotte una di seguito all'altra, si è poi atteso che l'olio si raffreddasse completamente e si è passati poi alle ultime due prove, anch'esse condotte una di seguito all'altra.

Prove senza carico

La serie successiva di prove è stata condotta a vuoto. Il riduttore è stato collegato ad un motore di azionamento mediante un albero con giunto elastico, mantenendo l'albero di uscita libero di ruotare senza resistenza. È stato utilizzato un motore di azionamento del tipo a cassa oscillante. In queste condizioni la misura della coppia resistente, e quindi delle perdite di potenza, è immediata; il valore della coppia resistente si ottiene, infatti, misurando la coppia erogata dal motore, che in queste condizioni corrisponde alla coppia resistente stessa, mediante l'utilizzo di pesi per mantenere la posizione di equilibrio della cassa oscillante del motore stesso.

Le prove sotto carico hanno avuto lo scopo anche di tarare e validare il modello di calcolo per la parte relativa alle perdite di potenza indipendenti dal carico e il modello di calcolo della dissipazione di calore. Tali prove, quindi, sono state condotte facendo variare sia la velocità di rotazione, sia il livello dell'olio; si sono misurate temperatura e coppia resistente, dalla quale, insieme alla

velocità di rotazione dell'albero in ingresso che è nota, si può ricavare la potenza complessivamente dissipata dal riduttore.

Nella tabella riassuntiva delle prove, si è indicato il livello dell'olio riportando il valore del dislivello tra il pelo libero e l'asse di rotazione del portasatelliti, considerato positivo se l'olio supera il livello dell'asse stesso.

Risultati

Durante le prove senza carico, come detto, è stata misurata la coppia resistente, dalla quale si è calcolato il valore delle perdite a vuoto.

Durante tutte le prove, sia quelle con carico sia quelle senza, sono state misurate le temperature in vari punti della cassa, all'interno del bagno d'olio, all'ingresso e all'uscita del circuito di raffreddamento.

Alcune delle termocoppie utilizzate per misurare la temperatura della cassa sono visibili nella fotografie di figura 2.5. La figura 2.8 mostra la termocoppia collocata in modo da attraversare la cassa del riduttore e misurare la temperatura del bagno d'olio.

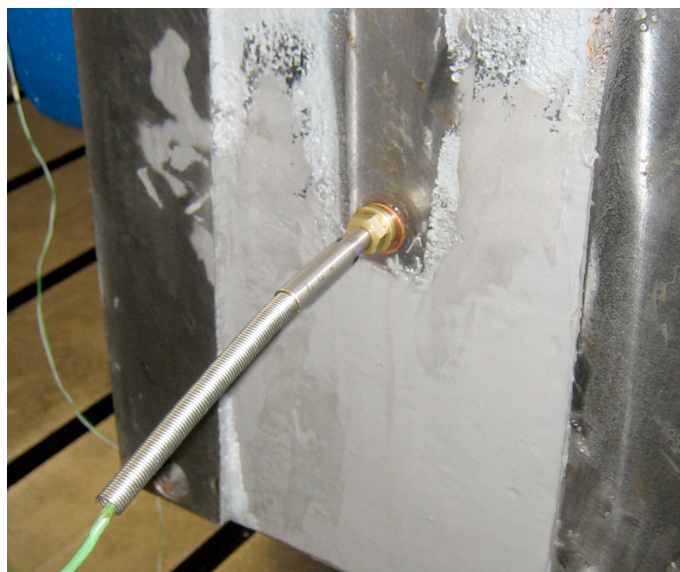


Figura 2.8: Termocoppia per la temperatura dell'olio

La misura delle temperature ha prodotto vari grafici, uno dei quali è rappresentato nella figura 2.9 e che riporta, in particolare, le temperature ottenute durante le 4 prove sotto carico. L'andamento delle temperature durante le altre prove è del tutto analogo.

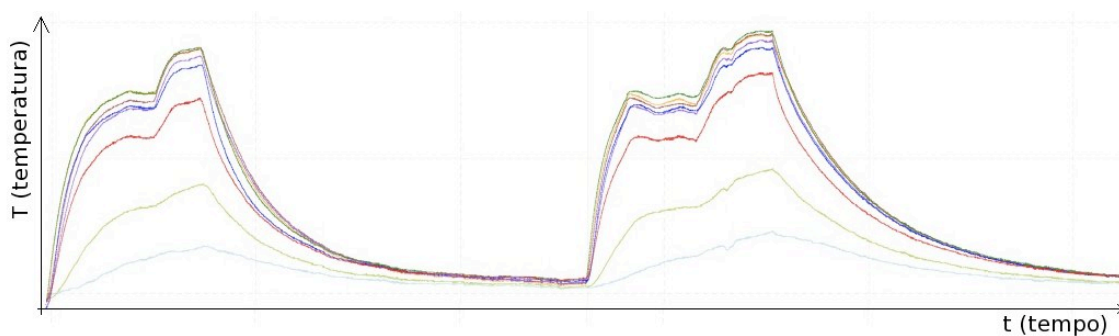


Figura 2.9: Andamento temperature

Nella tabella che segue si riportano i risultati delle prove sperimentali, e cioè la temperatura dell'olio in condizioni di equilibrio termico e il valore delle perdite di potenza, limitatamente alle prove senza carico.

Velocità rotazione [giri/1']	Potenza [kW]	Livello olio [mm]	Perdite [W]	Temp. olio [°C]
997	60	-40	-	53
1498	89	-40	-	60
1497	46	-40	-	51
1987	94	-40	-	62
998	-	0	882	41
1499	-	0	1363	47
1999	-	0	1777	51
1003	-	-40	701	41

Velocità rotazione [giri/1']	Potenza [kW]	Livello olio [mm]	Perdite [W]	Temp. olio [°C]
1501	-	-40	1056	43
2000	-	-40	1366	47
1003	-	-78	536	35
1503	-	-78	826	44
2005	-	-78	1205	47

Confronto tra modello e risultati sperimentali

I risultati sperimentali sono stati utilizzati per tarare i coefficienti sperimentali utilizzati nel modello precedentemente descritto e mettere a punto, quindi, un procedimento di calcolo capace di calcolare le perdite e la temperatura dell'olio in qualsiasi condizioni di funzionamento.

La taratura è stata effettuata tre fasi.

Nella prima fase si sono utilizzati i risultati delle prove a vuoto per tarare il modello di calcolo delle perdite indipendenti dal carico, e cioè le perdite per sbattimento e ventilazione dell'olio, le perdite per espulsione dell'olio dai denti, le perdite indipendenti dal carico dovute ai cuscinetti e le perdite nelle tenute striscianti. Poiché nelle prove a vuoto erano note la temperatura e le perdite nel riduttore, si è potuto verificare se fosse corretto il calcolo delle perdite nel riduttore al variare della temperatura. Tale parte del modello è espressa dalla funzione $P_v(T)$, funzione che compare nell'equazione già presentata in precedenza e qui riportata:

$$P_v(T) = Q(T)$$

Nella seconda fase si è data per acquisita la funzione $P_v(T)$, almeno per la parte relativa alle perdite a vuoto, e si sono utilizzati nuovamente i risultati delle prove a vuoto per tarare il modello di calcolo della dissipazione termica; tale parte del modello è espressa dalla funzione $Q(T)$. La taratura è stata fatta imponendo l'uguaglianza tra $P_v(T)$ e $Q(T)$, calcolando con un processo iterativo la temperatura di equilibrio nel riduttore e confrontando tale risultato con i valori di temperatura misurati durante la prova.

Nella terza fase si sono utilizzate le prove sotto carico. Date per acquisite le

funzioni $P_V(T)$ per la parte a vuoto e $Q(T)$, si è risolta nuovamente l'equazione $P_V(T)=Q(T)$, calcolando la temperatura di equilibrio, e si è confrontato il risultato con la temperatura misurata durante le prove. Si è tarata in questo modo la parte di modello relativa al calcolo delle perdite dipendenti dal carico. I risultati sono riportati nella tabella seguente, nella quale in azzurro sono indicate le condizioni di funzionamento, in verde i valori misurati e in arancione i valori calcolati.

Velocità rotazione [giri/1']	Potenza [kW]	Livello olio [mm]	Perdite [W]	Temp. olio [°C]	Perdite calcolate [W]	Temp. calcolata [°C]
997	60	-40	-	53		53
1498	89	-40	-	60		60
1497	46	-40	-	51		51
1987	94	-40	-	62		62
998	-	0	882	41	764	37
1499	-	0	1363	47	1270	48
1999	-	0	1777	51	1862	51
1003	-	-40	701	41	553	36
1501	-	-40	1056	43	1001	45
2000	-	-40	1366	47	1441	48
1003	-	-78	536	35	582	37
1503	-	-78	826	44	844	43
2005	-	-78	1205	47	1235	49

Dalla tabella si vede che il modello si adatta ai risultati sperimentali. I risultati peggiori si ottengono nelle condizioni di funzionamento caratterizzate da velocità di rotazione basse e, quindi, minor temperatura dell'olio, per qualunque livello dell'olio stesso. All'aumentare della velocità di rotazione l'errore diminuisce e, per la temperatura, rimane al di sotto del 5%, mentre per

le perdite si ottengono errori percentualmente maggiori, fino a circa il 7%. Per la velocità di rotazione più bassa (1000 giri/1') gli errori superano il 10%.

Si nota che, con funzionamento a vuoto, per basse velocità di rotazione il modello tende a sottostimare le perdite e la temperatura, mentre per elevate velocità di rotazione avviene il contrario. Quando il livello dell'olio è particolarmente basso e, quindi, sono basse anche le perdite per sbattimento, questa tendenza non è più osservabile.

Nelle condizioni di funzionamento più vicine a quelle che si prevedono durante il funzionamento reale, e cioè quelle sotto carico e con livello dell'olio pari a quello previsto in sede di progetto del riduttore stesso, i risultati del modello corrispondono a quelli sperimentali in maniera che si ritiene soddisfacente.

Confronto tra perdite in diverse condizioni di lubrificazione

Un aspetto che si è cercato di approfondire nella messa a punto del modello di calcolo delle perdite è quello delle perdite per sbattimento dell'olio perché si è visto che esse sono una parte quantitativamente rilevante delle perdite totali.

Mentre altri tipi di perdite, come quelle per ingranamento, non sono facilmente eliminabili e dipendono direttamente dal funzionamento del riduttore, le perdite per sbattimento sono una conseguenza della scelta di lubrificare il riduttore con un bagno d'olio, scelta certamente semplice da realizzare, ma che comporta vari svantaggi.

Si può, quindi, migliorare decisamente il rendimento energetico di un riduttore adottando un sistema di lubrificazione non tradizionale che consenta di eliminare, o almeno ridurre, le perdite per sbattimento. Questo risultato si può ottenere eliminando il bagno d'olio nel quale le ruote solitamente sono immerse e portando direttamente l'olio nei punti dove è effettivamente necessario, mediante un circuito a circolazione forzata. Un sistema di lubrificazione con queste caratteristiche è quello detto “a getto” o “a carter secco” ed è ampiamente utilizzato, ad esempio, nel campo dell'automotive, per le trasmissioni di potenza delle auto sportive.

Lubrificazione a getto d'olio

Il tema della lubrificazione è già stato affrontato nel relativo paragrafo e si è già anticipato l'importanza della lubrificazione a getto d'olio, tema affrontato in

particolare in [11, 12].

Tra gli svariati metodi utilizzati per la lubro-refrigerazione degli ingranaggi, il più comune è quello a bagno d'olio, che però non sempre è in grado di garantire il raffreddamento necessario.

Le ruote dentate, infatti, così come i cuscinetti volventi, richiedono una quantità d'olio molto piccola per la lubrificazione ed una assai più grande per asportare il calore. Per ruote dentate ad elevatissima velocità di rotazione e funzionanti vicino al limite di rottura (come nel cambio di una F1), lo smaltimento del calore diventa assolutamente critico e non sempre il bagno d'olio è sufficiente a smaltire tutto il calore che si genera. Si ricorre, quindi, alla lubrificazione a getto, che consiste nell'inviare sui denti delle ruote un getto d'olio in pressione. Si ottiene questo risultato con un sistema a circolazione forzata dell'olio, che viene spruzzato direttamente, mediante ugelli, sulle parti che si riscaldano.

La lubrificazione a getto d'olio è una necessità quando non si riesce a smaltire tutto il calore soltanto col bagno d'olio, ma si ritiene che tale tipo di lubrificazione sia utile anche in altre circostanze e che, in alcuni casi, sia la soluzione da perseguire, perché consente di migliorare l'efficienza della trasmissione. La lubrificazione a getto, infatti, consente di eliminare, o ridurre, l'olio solitamente presente nella cassa del riduttore e permettere, quindi, ai vari organi di ruotare senza avere perdite per sbattimento, o almeno con perdite per sbattimento molto inferiori. Questo è un risultato interessante perché, come già detto, si è visto che le perdite per sbattimento sono una parte rilevante delle perdite totali.

Un sistema di lubrificazione a getto d'olio presenta vari altri vantaggi: consente ad esempio di filtrare, raffreddare e controllare l'olio nella sua circolazione e, eventualmente, di inviarlo direttamente anche ai cuscinetti; permette, inoltre, di ripartire opportunamente la portata d'olio totale q_{oil} sulle varie utenze, in funzione della quantità di calore da dissipare, e inviare ad ogni utenza solo la

portata d'olio effettivamente necessaria. Il serbatoio dell'olio può essere costituito dalla carcassa stessa del riduttore oppure essere esterno, anche in comune con altri aggregati.

Tuttavia, il raffreddamento degli ingranaggi mediante getto d'olio è ancora una delle aree di maggior difficoltà nel progetto di una trasmissione di potenza. Poiché il processo di refrigerazione è controllato dalla collocazione del getto d'olio e dalla sua velocità rispetto a quella periferica delle ruote, è necessaria la comprensione dei fenomeni riguardanti il contatto primario del lubrificante sui denti e il meccanismo del loro raffreddamento [11].

Il dimensionamento degli ingranaggi e del circuito di lubrificazione deve tenere conto anche del possibile grippaggio dei denti. La rottura del film lubrificante e l'incremento della temperatura superficiale hanno effetti importanti e il raffreddamento deve essere compiuto in modo da evitare tali circostanze.

Penetrazione dell'olio tra i denti

Occorre studiare la penetrazione dell'olio nei vani interdentali in modo da poter determinare quanto dell'olio spruzzato è coinvolto nei processi di lubro-refrigerazione e quanto, invece, non vi contribuisce. Si definisce "profondità di contatto" la distanza tra l'estremità del dente ed il punto nel quale il getto d'olio collide con il dente della ruota; si definisce "profondità di penetrazione" la massima profondità raggiunta dal lubrificante dopo il contatto. La profondità di penetrazione è sempre maggiore o uguale alla profondità di contatto.

Le profondità di contatto e di penetrazione dipendono anche dalla velocità del getto d'olio, che a sua volta dipende dalla pressione; si deve, quindi, valutare quale sia la velocità necessaria ad assicurare una penetrazione adeguata del getto d'olio verso la base del dente. Prove sperimentali hanno dimostrato che

non occorre garantire che la profondità di penetrazione sia massima possibile e renderla uguale all'altezza del dente, ma occorre, invece, garantire che il getto d'olio abbia una velocità sufficientemente elevata da entrare in contatto con i denti di entrambe le ruote; se l'olio non possiede una velocità sufficiente, infatti, viene intercettato dalle superfici di testa dei denti le quali, ruotando, costituiscono una sorta di schermo che impedisce al lubrificante di arrivare sul fianco del dente. La ventilazione e la forza centrifuga tendono anch'esse a impedire il contatto tra olio e dente perché portano alla nebulizzazione e alla disperdere dell'olio stesso, prima e dopo l'impatto sul fianco del dente.

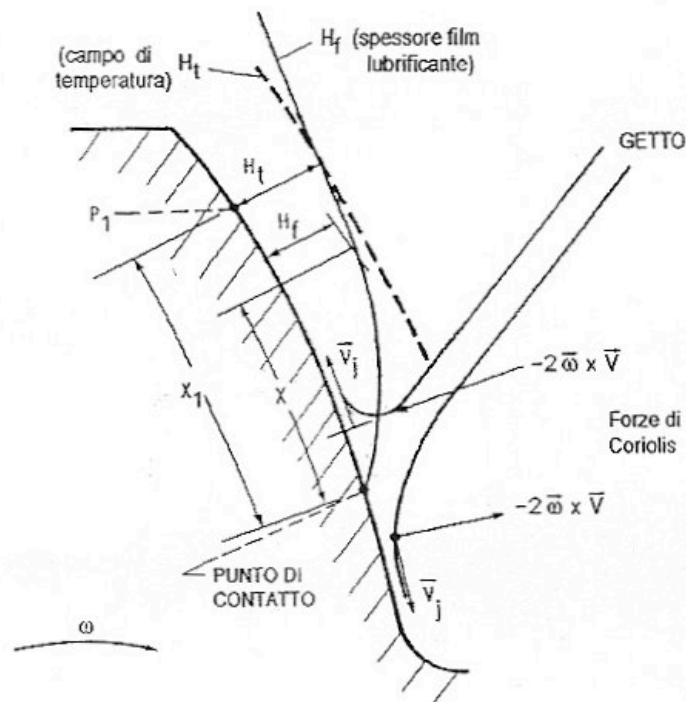


Figura 2.10: Effetto della forza di Coriolis

Infine, occorre considerare anche la forza di Coriolis, che, come rappresentato nella figura 2.10, tende a distaccare dal fianco del dente il ramo fluido che, dopo l'impatto, scende verso la base, sottraendolo alla sua azione refrigerante; tale circostanza può essere molto rilevante, soprattutto per ingranamenti con

elevata velocità di rotazione.

Tipi di lubrificazione a getto

In molte applicazioni uno o più ugelli vengono posizionati in direzione tangenziale alle ruote, in modo da spruzzare l'olio verso il punto primitivo di funzionamento. A seconda della velocità di rotazione e del carico, si sceglie se collocare il getto in accesso all'ingranamento (into-mesh), in recesso (out-of-mesh) o in entrambi i punti. La disposizione degli ugelli in direzione tangenziale è di semplice realizzazione, ma non consente di ottenere la massima penetrazione dell'olio verso il piede del dente e, quindi, una asportazione di calore ottimale.

Condizioni di refrigerazione migliori si ottengono quando il getto d'olio è diretto radialmente a ciascuna ruota, il più vicino possibile all'uscita dell'ingranamento. Tale disposizione, detta a getti radiali, richiede una minima pressione per distribuire il refrigerante sulla superficie del dente e consente una maggior profondità di contatto dell'olio.

La lubrificazione a getti radiali, inoltre, assicura che ciascuna ruota riceva la portata d'olio richiesta, consente il raffreddamento anche vicino alla base del dente e permette maggior controllo e flessibilità, poiché ogni ugello può essere adattato alle esigenze della ruota alla quale è dedicato. Queste opportunità sono fondamentali soprattutto con i grandi rapporti di trasmissione, nei quali la lubrificazione tangenziale, sia essa prima o dopo l'ingranamento, incontra alcune difficoltà dovute al fatto che la ruota condotta può mettere in ombra il pignone.

La disposizione di un ugello in direzione tangenziale dal lato dell'ingranamento (into-mesh) è la meno desiderabile dal punto di vista del raffreddamento, in quanto l'immediato ingranamento dei denti riduce

drasticamente il tempo di permanenza del lubrificante e l'effettivo trasferimento del calore; inoltre, la lubrificazione into-mesh può causare perdite significative per espulsione dell'olio che rimane intrappolato tra i denti. Questo tipo di orientamento del getto è preferibile quando il raffreddamento delle ruote non è problematico e lo è, invece, la lubrificazione. Ciò si verifica, principalmente, quando la velocità è così bassa da non consentire, nella zona di contatto dei denti, la formazione di un film di olio di spessore adeguato; un'altra condizione nella quale è preferibile la disposizione into-mesh è quando velocità è così elevata che gli altri sistemi di lubro-refrigerazione non consentono l'invio sui denti di una quantità d'olio sufficiente per la lubrificazione; risulta conveniente, in questo caso, disporre un piccolo getto d'olio in posizione into-mesh per garantire una lubrificazione adeguata, ma senza eccessive perdite per espulsione dell'olio, e ulteriori getti d'olio, spesso in posizione radiale, che abbiano solo una funzione refrigerante.

La disposizione con getto in direzione tangenziale alle ruote e all'uscita dell'ingranamento (out-of-mesh) è comunemente usata per la lubro-refrigerazione di ingranaggi a media o alta velocità, nei quali una lubrificazione into-mesh non consentirebbe un adeguato raffreddamento e condurrebbe anche a perdite eccessive per espulsione dell'olio.

La lubrificazione out-of-mesh può risultare conveniente, rispetto a quella a getti radiali, nei casi dove lo sviluppo di calore sia abbastanza contenuto e, di conseguenza, la quantità d'olio richiesta sia piccola; in queste condizioni può essere preferibile spruzzare l'olio da un unico ugello, poiché la ripartizione fra più getti comporterebbe fori di diametro troppo piccolo e quindi rischi di occlusioni o di nebulizzazione dell'olio, nonché complicazioni costruttive e costi più elevati.

Scegliere getti radiali piuttosto che getti tangenziali è molto importante, per quanto visto, quando è necessario garantire l'asportazione di quantità di calore rilevanti e quando, a causa dell'elevata velocità di rotazione delle ruote, è

particolarmente difficile bagnare efficacemente il dente. In applicazioni come quella in esame, nella quale si sceglie una lubro-refrigerazione a getto per questioni energetiche, questa esigenza passa in secondo piano e diventano rilevanti considerazioni di carattere economico e di semplicità costruttiva: un getto tangenziale, infatti, consente di dimezzare gli ugelli necessari (un ugello per ogni coppia di ruota anziché un ugello per ogni ruota) e determina, quindi, una notevole semplificazione di tutto il circuito dell'olio. Per l'applicazione in esame, quindi, anche in accordo con la Brevini, si è studiato il caso di getti tangenziali, disposti all'uscita dell'ingranamento.

Lubrificazione “a carter umido”

Il modo più comunque per realizzare una lubrificazione “a getto d'olio” è con il sistema detto “a carter secco”, caratterizzato dalla totale assenza di olio all'interno del carter. L'olio viene spruzzato mediante ugelli e si raccoglie poi sul fondo della cassa da dove, mediante una prima pompa, viene convogliato in un piccolo serbatoio, solitamente separato dalla cassa del riduttore stesso; l'olio viene poi messo in circolo nel circuito da una seconda pompa che, a differenza della prima, ha un afflusso regolare di olio all'aspirazione.

Questo sistema è tecnicamente efficace, ma è di difficile realizzazione, tanto che non si giustifica in riduttori quali quello oggetto di questo studio. Si è pensato, invece, che potesse essere interessante una soluzione mista, detta a “carter umido”, caratterizzata dalla presenza all'interno della cassa del riduttore di un bagno d'olio, ma ad un livello minore di quello necessario per garantire la corretta lubrificazione e refrigerazione dei vari organi; in questo modo si possono ridurre sensibilmente le perdite per sbattimento, pur senza eliminarle del tutto. Il vantaggio è che la presenza del bagno d'olio nel riduttore garantisce un afflusso regolare alla pompa dell'olio, rendendo superflua la presenza di un serbatoio separato dell'olio e di una seconda pompa; in questo modo

l'applicazione si semplifica notevolmente.

Calcolo delle perdite con lubrificazione “a carter umido”

Si è utilizzato il sistema di calcolo precedentemente descritto per valutare gli effettivi vantaggi energetici della lubrificazione mista “a carter umido” rispetto alla lubrificazione “a bagno d'olio”; il sistema di calcolo, infatti, come precedentemente detto, consente di valutare separatamente queste due condizioni.

Uno dei fogli di calcolo nei quali è strutturato il sistema di calcolo, denominato “Riepilogo perdite”, consente di confrontare, mediante alcuni grafici, le varie condizioni di lubrificazione. Si riportano in figura 2.11, come esempio, due grafici che consentono di confrontare quale peso abbiano le varie perdite sulle perdite totali, nel caso di lubrificazione “a completa immersione” e “a carter umido”.

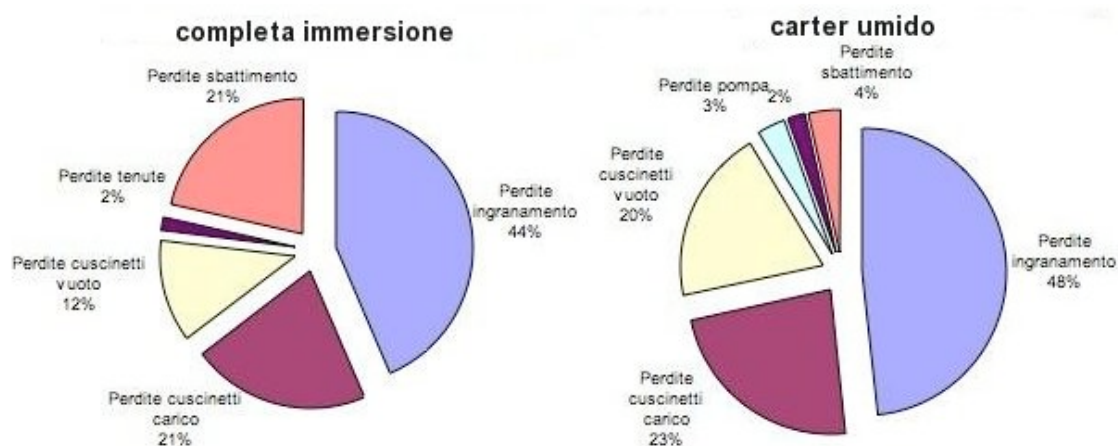


Figura 2.11: Confronto tra i pesi delle varie perdite in diverse condizioni di lubrificazione

Si vede immediatamente come il contributo delle perdite per sbattimento, molto rilevante nel caso di lubrificazione “a completa immersione”, possa essere ridotto decisamente adottando un sistema “a carter umido”. Si vede

anche che le perdite dovute all'introduzione della pompa per il circuito dell'olio sono piuttosto basse.

Il grafico seguente, invece, confronta il valore delle perdite di potenza totali in un riduttore; la colonna a sinistra si riferisce alla condizione “a bagno d'olio”, mentre la colonna a destra è per la lubrificazione “a carter umido”.

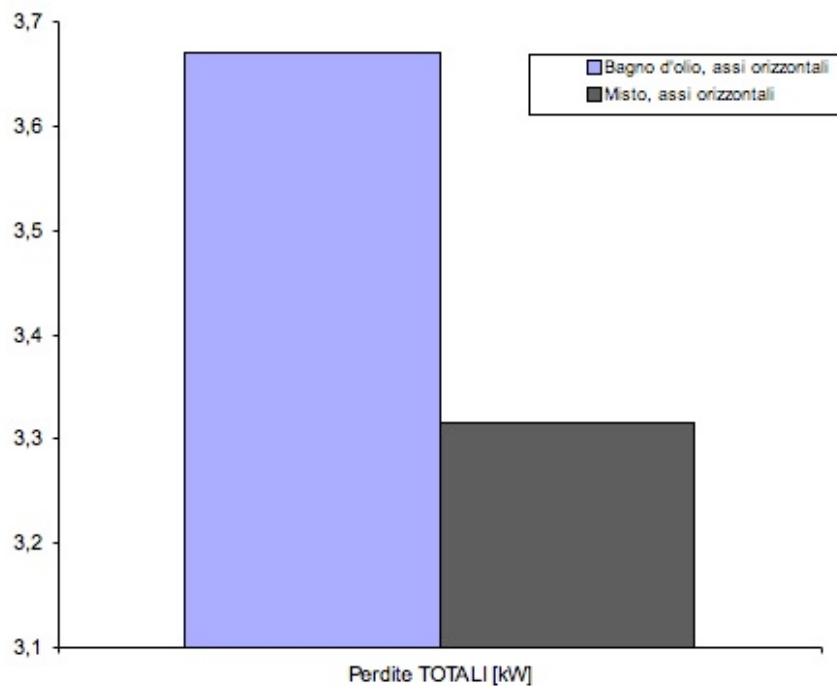


Figura 2.12: Confronto tra le perdite totali in diverse condizioni di lubrificazione

Il grafico evidenzia con chiarezza che l'utilizzo di una lubrificazione “a carter umido” risulta conveniente dal punto di vista energetico.

Ciò è particolarmente vero per le grandi potenze specifiche, cioè per quei riduttori in grado di trasmettere elevate potenze rispetto al loro ingombro, come sono i riduttori epicycloidali. Un'altra condizione particolarmente favorevole per la lubrificazione a carter umido è quando il riduttore va posizionato con gli assi verticali perché in questa condizione è normalmente necessario riempire il carter completamente d'olio e le perdite per sbattimento

sono, quindi, le massime possibili.

La maggiore complessità che deriva dalla scelta della lubrificazione “a carter umido” si ritiene possa essere giustificata in particolare per le trasmissioni di potenze elevate, quando anche un piccolo guadagno percentuale di rendimento si traduce in un notevole risparmio.

Dimensionamento del circuito

Alcune considerazioni di larga massima consentono di avere un'idea di come progettare il circuito di lubrificazione e delle principali grandezze che lo definiscono.

La portata di olio (q_{oil}) teoricamente necessaria per dissipare il calore e, quindi, da spruzzare su ciascuna coppia di ruote ingrananti può essere stimata a partire delle perdite di potenza per ingranamento che si è già visto come calcolare; per i cuscinetti si procede in modo analogo.

La relazione da utilizzare, implementata nel sistema automatico di calcolo, è la seguente:

$$q_{oil} = \frac{P \cdot 60}{c \rho \Delta T}$$

Dove:

- q_{oil} [litri/1'] è la portata teorica da garantire all'elemento del riduttore;
- P [kW] sono le perdite di potenza;
- c [kJ/(kg°C)] è il calore specifico del fluido;
- ρ [kg/dm³] è la densità dell'olio;
- ΔT [°C] è il salto di temperatura dell'olio

Tutte queste grandezze sono note o sono da assegnate; le caratteristiche del fluido alla temperatura di funzionamento dipendono dalle caratteristiche dell'olio utilizzato ed è già stato descritto come valutarle.

Come indicazione generale, occorre generalmente fornire almeno 0,05 l/min per millimetro di larghezza del dente. Tipicamente si assume [11] il seguente

valore:

$$\frac{q_{oil}}{b} \approx 0,08 \frac{\text{litri}}{\text{l' mm}}$$

Dove:

- b [mm] è la larghezza del dente.

Si riporta per completezza anche un'altra equazione empirica usata per calcolare la portata d'olio necessaria [11]:

$$\frac{q_{oil}}{b} \approx \frac{P}{c}$$

Dove:

- P [kW] è la potenza trasmessa;
- c è un coefficiente che varia a seconda dei casi e che per tipiche applicazioni industriali di media potenza può essere assunta pari a 40.

Il tempo di circolazione dell'olio dovrebbe essere, nei riduttori industriali, di almeno 4-5 minuti. Il volume totale di olio richiesto risulta pari al prodotto tra la portata complessivamente richiesta per raffreddare i vari elementi del riduttore e il tempo di circolazione dell'olio.

Nei riduttori industriali è bene conferire all'olio una pressione di almeno 0,8-1 bar superiore a quella presente nel riduttore, generalmente pari alla pressione atmosferica. In generale, maggiore è la pressione dell'olio, migliore è il raffreddamento, perché aumenta la velocità del getto e, quindi, la profondità di contatto; tuttavia, aumentano anche le perdite a vuoto negli ingranaggi, la potenza richiesta dalla pompa e il pericolo di perdite d'olio dalle guarnizioni.

I diametri dei fori degli ugelli vanno scelti sufficientemente grandi per evitare occlusioni; con olio fluido e ben filtrato si può arrivare ad un diametro di 0,7 mm, ma in condizioni normali conviene non scendere sotto i 2 mm. I diametri vanno fissati in modo da distribuire correttamente la portata totale sui vari elementi. Con le dentature larghe è bene suddividere la portata necessaria tra più ugelli, così da bagnare il dente su tutta la sua larghezza.

I cuscinetti a strisciamento sono collegati direttamente alla tubazione di mandata, mentre quelli volventi di solito ricevono il lubrificante mediante ugelli, collegati ad una tubazione all'interno della carcassa; i cuscinetti volventi, infatti, vanno lubrificati con olio quanto più nebulizzato possibile.

La pompa può essere scelta una volta che sia nota la portata e la pressione richieste. Occorre osservare che, se si movimenta la pompa tramite un albero del riduttore, un cambiamento del senso di direzione non deve invertire la direzione del flusso dell'olio.

Applicazione al riduttore in esame

Si è studiata la possibilità di realizzare una lubrificazione a getto d'olio sul riduttore oggetto dello studio; in particolare, si è analizzato il primo prototipo realizzato e si è arrivati a definire di massima l'architettura considerata più adatta al riduttore.

Per le considerazioni fatte e precedentemente riportate, si è scelto un sistema “a carter umido” e, per il primo stadio di riduzione, con getto tangenziale collocato all'uscita dell'ingranamento (out-of-mesh). Per lo stadio epicicloidale, si è proposto di utilizzare un unico ugello, con una portata d'olio decisamente superiore rispetto a quella teoricamente richiesta, che spruzzi in corrispondenza del solare in modo che l'olio passi poi su tutti gli altri ingranamenti per forza centrifuga e di gravità.

È stata progettata, sulla base della geometria del riduttore e delle sue caratteristiche, una possibile configurazione del circuito dell'olio e, utilizzando metodi di simulazione fluidodinamica monodimensionale, si sono studiati gli effetti della geometria dei condotti per stimare le portate e le pressioni previste nei vari punti circuito. Si è arrivati così a definire i diametri degli ugelli tali da garantire una ripartizione ottimale del fluido lubro-refrigerante ai vari elementi

del riduttore. La simulazione fluidodinamica è stata svolta con un software commerciale, AMESim e si riporta nella figura 2.13 uno schema riassuntivo del modello utilizzato, nel quale sono indicate anche le dimensioni degli ugelli.

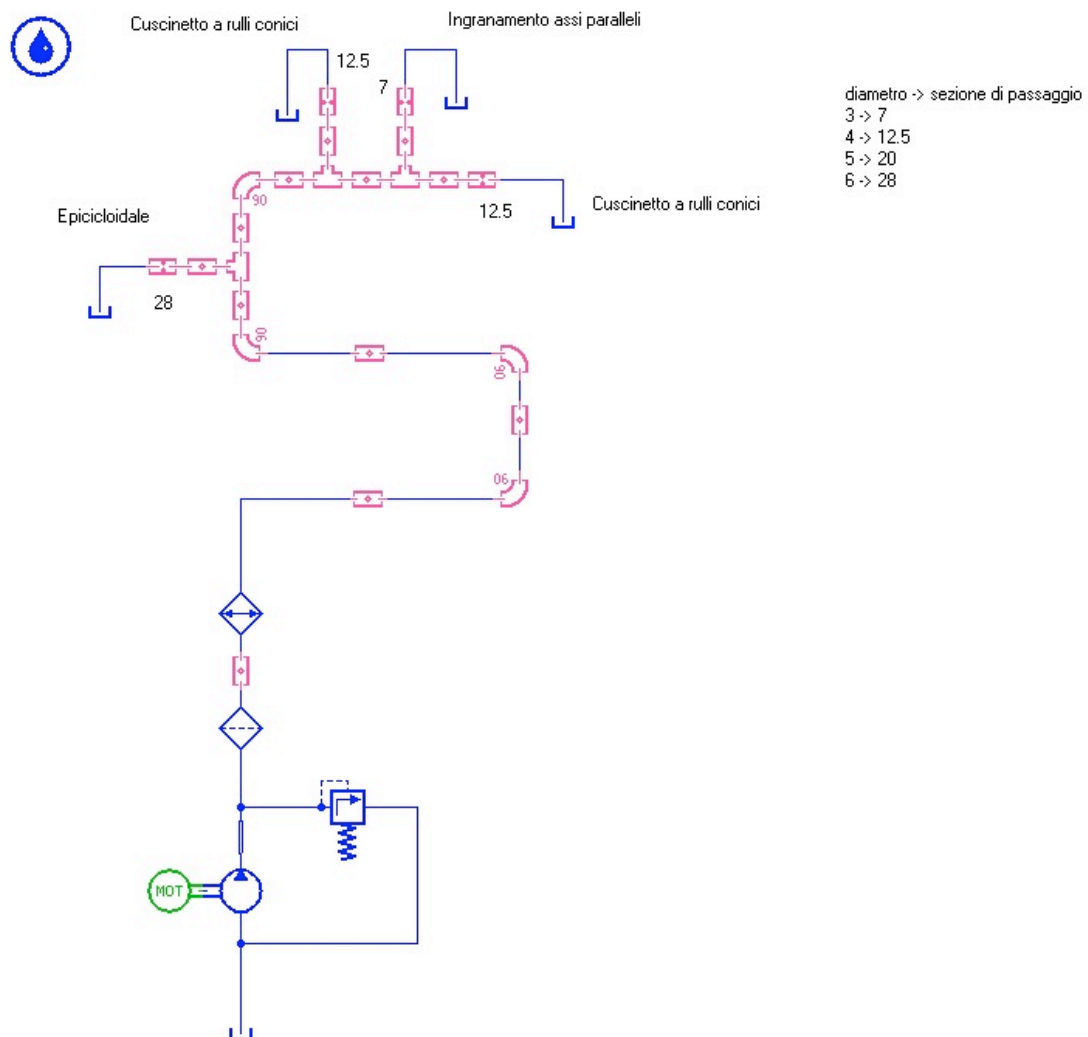


Figura 2.13: Modellazione dei circuito

Questo studio preliminare ha portato a definire i criteri coi quali si sarebbe potuto procedere a realizzare un riduttore con lubrificazione “a carter umido”, che si ritiene essere una soluzione interessante, che andrebbe analizzata più nel

dettaglio. Tuttavia, la Brevini S.p.A. non ha ritenuto di procedere su questa strada e il secondo prototipo di riduttore, quello sul quale è stata condotta la prova sperimentale, è stato realizzato ancora con lubrificazione tradizionale a bagno d'olio, come il prototipo precedente.

Conclusioni

Si è messo a punto un modello di calcolo dell'energia e del calore dissipati adatto anche a riduttori epicicloidali. Tale modello consente, risolvendo in modo iterativo l'equazione di equilibrio tra le perdite e il calore dissipato, di calcolare la temperatura del bagno d'olio di un riduttore in condizioni di equilibrio termico.

Il modello viene implementato in un sistema di calcolo automatizzato ed è applicato al caso reale di un riduttore a due stadi, il primo ad assi paralleli e il secondo epicicloidale.

Su tale riduttore viene condotta una prova sperimentale.

Utilizzando i risultati della prova sperimentale si mette a punto il modello di calcolo e si vede che è in grado di prevedere in maniera soddisfacente la temperatura di equilibrio dell'olio nelle varie condizioni di funzionamento. Si prova, così, la validità dell'approccio utilizzato.

Il modello viene utilizzato anche per stimare i vantaggi energetici di un sistema "a carter umido" e si valuta come poter adottare tale sistema sul riduttore esaminato.

Capitolo 3: Energia dissipata per ingranamento

Dallo studio sulla energia dissipata nei riduttori è emerso che la parte più significativa delle perdite in un riduttore ad ingranaggi è quella dovuta all'ingranamento tra le ruote dentate. In un ottica di risparmio energetico e di ottimizzazione della trasmissione, anche da un punto di vista termico, è importante, quindi, riuscire a quantificare in modo preciso le perdite per ingranamento, per poter poi studiare come minimizzarle.

Vista anche la diffusione delle trasmissioni di potenza ad ingranaggi, l'efficienza delle ruote dentate è da molto tempo oggetto di studio e in letteratura, quindi, sono disponibili numerosi modelli di calcolo delle perdite per ingranamento.

Come già detto, la normativa di riferimento è la ISO-TR 14179, che è divisa in due parti: la prima [6] raccoglie le indicazioni della letteratura americana, mentre la seconda [7] si basa sulla letteratura europea e, in particolare, tedesca; in entrambi i casi, l'energia dissipata nell'ingranamento è valutata come il prodotto tra un coefficiente di attrito, la potenza in ingresso e un coefficiente di forma.

Questo approccio è relativamente semplice, ma ha il limite di essere molto sensibile al valore del coefficiente di attrito, valore che, però, è difficile da determinare per via numerica; si è visto, infatti, che non è ancora stata

individuata un'unica relazione con la quale calcolare in modo attendibile il coefficiente di attrito per ogni geometria o condizione di funzionamento e, quindi, i modelli di calcolo basati sul coefficiente di attrito non consentono sempre di ottenere risultati attendibili. Si è detto in precedenza che in alcuni riferimenti bibliografici [15,16] sono presentate molte delle relazioni disponibili in letteratura per il calcolo del coefficiente di attrito e queste relazioni sono confrontate tra di loro e con risultati sperimentali; si mettono così in evidenza le differenze e i limiti di ciascuna. Tali lavori mostrano che il coefficiente di attrito varia sensibilmente lungo il segmento di contatto, a causa della variazione della velocità di strisciamento, della geometria e della rigidità dei denti. Nasce così spontaneo calcolare un coefficiente di attrito che varia con la posizione di ingranamento.

Modello di calcolo

Il modello di calcolo che è stato messo a punto si compone di varie parti, così come rappresentato nella figura 3.1.

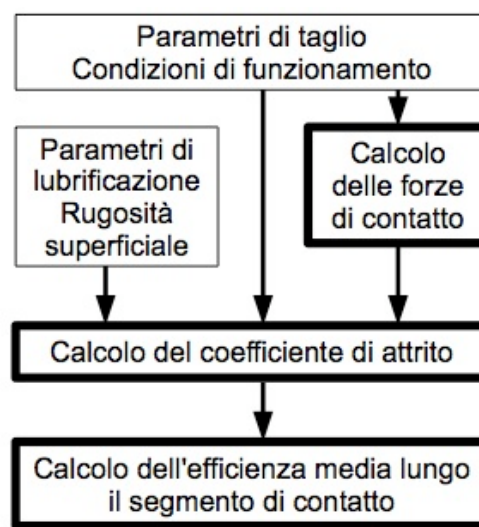


Figura 3.1: Schema modello energia dissipata per ingranamento

Per il calcolo della forza di contatto sul dente si riprendono le considerazioni del Niemann [21]. Per il calcolo del coefficiente di attrito puntuale, invece, viene adottata la relazione proposta in [15,16], ricavata da un'analisi elastoidrodinamica. Per poter applicare tale modello, il segmento di contatto viene diviso in tratti, sufficientemente piccoli da poter supporre che su ciascuno il coefficiente di attrito sia costante. Sulla base dei parametri di taglio della ruota e delle condizioni di funzionamento, viene calcolata la pressione di contatto sul dente nei punti medi di ciascuno dei singoli tratti nei quali è suddiviso il segmento di contatto. Su ciascuno di tali tratti, nota la pressione di

contatto, la geometria, le condizioni di funzionamento e di lubrificazione e la rugosità superficiale, viene calcolato un valore del coefficiente di attrito. Infine, sommando il contributo di ciascun tratto, viene valutata la potenza complessivamente dissipata per attrito lungo il segmento di contatto.

L'approccio sopra descritto è stato implementato in un sistema di calcolo che è stato poi utilizzato per valutare numericamente l'energia dissipata in ruote dentate. I risultati ottenuti con tale sistema di calcolo sono stati confrontati coi risultati, sia numerici, sia sperimentali, pubblicati in [15, 16]; si è visto che il valore dell'energia dissipata coincide con buona approssimazione e sono stati ritrovati andamenti analoghi del rendimento in funzione dei principali parametri che caratterizzano l'ingranamento.

Caratteristiche dell'ingranamento

Come noto, il contatto fra i denti avviene lungo la retta tangente alle due circonferenze di base, detta linea di contatto; il segmento di contatto appartiene a tale retta ed è delimitato dall'intersezione delle circonferenze di testa delle due ruote con la retta stessa. Con riferimento alla figura 3.2, si sono indicati con A e $d E$ i punti che delimitano il segmento di contatto, mentre i punti di tangenza della linea di contatto con le circonferenze di base sono indicati con F e G . Si è indicato con H un generico punto di contatto lungo il segmento.

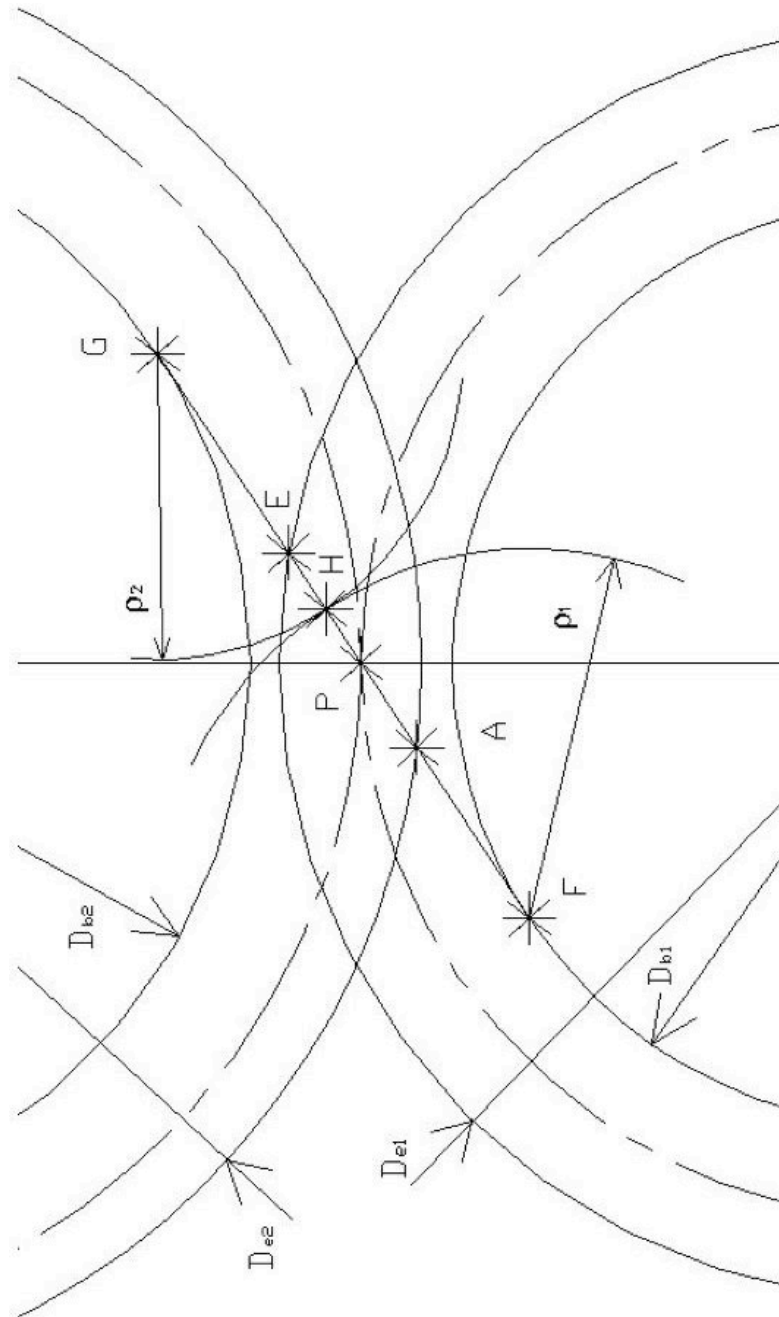


Figura 3.2: Schema ingranamento

Il segmento compreso tra i punti F e G è il segmento di base e la sua lunghezza può essere calcolata con la seguente relazione:

$$\overline{FG} = s_{base} = \frac{D_{b1} + D_{b2}}{2} \tan \alpha_f$$

Dove il pedice 1 distingue le grandezze riferite alla ruota 1 (ruota motrice) e il pedice 2 quelle riferite alla ruota 2 (ruota condotta) e dove:

- s_{base} è la lunghezza del segmento di base;
- D_{b1} e D_{b2} sono i diametri delle circonferenze di base delle ruote 1 e 2, rispettivamente;
- α_f è l'angolo di pressione di funzionamento.

Il segmento di contatto (s_{cont}) è la parte della linea di base sulla quale c'è effettivamente ingranamento tra i denti e, come detto, è delimitato dalle circonferenze di testa delle due ruote, cioè è il segmento compreso tra i punti A ed E . Considerando un singolo dente di riferimento sulla ruota 1, quando tale dente entra in contatto con il rispettivo dente della ruota 2 il punto di contatto tra i due denti si trova in corrispondenza di A ; con il procedere dell'ingranamento, il punto di contatto del dente di riferimento si sposta lungo il segmento di contatto, attraversa il punto primitivo P e raggiunge la fine del segmento di contatto (punto E); in corrispondenza del punto E il dente di riferimento esce dalla circonferenza di testa della ruota 2 e cessa di essere in contatto con tale ruota; nel frattempo, il dente successivo aveva già iniziato ad ingranare, entrando nel segmento di contatto.

Il modello richiede di considerare separatamente le due parti nelle quali viene diviso il segmento di contatto: la prima parte, detta segmento di accesso e indicata con s_{acc} , è quella compresa tra il punto A e il punto primitivo P ; la seconda parte, invece, è detta segmento di recesso, è indicata con s_{rec} ed è quella compresa compreso tra i punti P ed E .

La lunghezza dei segmenti di contatto, di accesso e di recesso può essere calcolata con le seguenti relazioni:

$$\overline{AP} = s_{acc} = \sqrt{\left(\frac{D_{e2}}{2}\right)^2 - \left(\frac{D_{b2}}{2}\right)^2} - \frac{D_{p2}}{2} \sin \alpha_f$$

$$\overline{PE} = s_{rec} = \sqrt{\left(\frac{D_{e1}}{2}\right)^2 - \left(\frac{D_{b1}}{2}\right)^2} - \frac{D_{p1}}{2} \sin \alpha_f$$

$$s_{cont} = s_{acc} + s_{rec}$$

Dove:

- s_{cont} è la lunghezza del segmento di contatto;
- s_{acc} è la lunghezza del segmento di accesso;
- s_{rec} è la lunghezza del segmento di recesso;
- D_{e1} e D_{e2} sono i diametri delle circonferenze di testa delle ruote 1 e 2, rispettivamente;
- D_{b1} e D_{b2} sono i diametri delle circonferenze di base delle ruote 1 e 2, rispettivamente;
- D_{p1} e D_{p2} sono i diametri delle circonferenze primitive di funzionamento delle ruote 1 e 2, rispettivamente;
- α_f è l'angolo di pressione di funzionamento.

Modello di contatto

Per valutare la forza di contatto sul dente si è utilizzato, come precedentemente detto, il modello proposto dal Niemann [21] che tiene conto, seppur in modo approssimato, della flessione del dente.

Si indica con C_m la coppia motrice esercitata sul pignone (ruota 1) e con F_n la forza di contatto totale tra i denti, che è perpendicolare alla superficie di contatto e, quindi, parallela alla linea di contatto. Sia poi F_t la componente di F_n in direzione tangenziale alla circonferenza primitiva di funzionamento. Si può calcolare prima F_t e poi F_n mediante le seguenti relazioni:

$$F_t = \frac{C_m}{D_{p1}/2}$$

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_f} = \frac{C_m}{D_{p1}/2} \frac{1}{\cos \alpha_f}$$

Dove:

- F_n è la forza di contatto totale tra i denti;

- F_t è la componente della forza di contatto tra i denti in direzione tangenziale alla circonferenza primitiva di funzionamento;
- C_m è la coppia motrice;
- D_{p1} è il diametro primitivo di funzionamento della ruota 1;
- α_f è l'angolo di pressione di funzionamento.

Il modello qui proposto vale per ingranamenti caratterizzati da un rapporto di condotta compreso tra 1 e 2, cioè che abbiamo sempre o una, oppure due coppie di denti in presa. Si considera un dente del pignone (ruota 1) che ingrana con un dente della ruota in un generico punto H della linea di contatto. I denti del pignone adiacenti a quello di riferimento si trovano anch'essi sulla linea di contatto, in corrispondenza dei due punti posti ad una distanza da H pari al passo base della dentatura. Quindi, quando il dente di riferimento entra in contatto con la ruota 2 in corrispondenza del punto A (cioè quando il generico punto H coincide con A), il dente precedente è ancora in presa e il relativo punto di contatto, indicato con D , è ad una distanza da A pari ad un passo base; in questa fase le coppie di denti in presa sono due. Col proseguire dell'ingranamento, quando il punto di contatto del dente di riferimento si sposta nel punto che dista un passo base dal punto E , indicato con B , il punto di contatto del dente adiacente si sposta analogamente da D ad E ; superata questa condizione, il contatto prosegue tra una sola coppia di denti in presa. Infine, quando il punto di contatto sul dente di riferimento raggiunge il punto D , il dente successivo entra nel segmento di contatto in corrispondenza di A e il contatto torna ad essere tra due coppie di denti.

Per quanto visto, nei tratti AB e DE il contatto avviene tra due coppie di denti, mentre nel tratto centrale BD tra una sola coppia. Si considera che nel tratto BD la forza F_n agisca interamente sul dente di riferimento; nei tratti AB e DE , invece, si considera che la forza effettivamente agente sul singolo dente ($F_{n,eff}$) sia una quota parte della forza F_n .

Per definire quantitativamente la forza $F_{n,eff}$, si considera una interpolazione

lineare lungo il tratto AB tra una quota del carico pari a $1/3$ del totale nel punto A e pari a $2/3$ nel punto B ; nel tratto DE , similmente, si considera una interpolazione lineare tra $2/3$ del carico nel punto D e $1/3$ del carico nel punto E . Questo modello rispetta la condizione che la forza complessivamente trasmessa nell'ingranamento dai vari denti in presa rimanga costante.

L'andamento della forza di contatto effettiva sul singolo dente ($F_{n,eff}$) lungo il segmento di contatto, previsto dal modello descritto, è rappresentato nella figura 3.3.

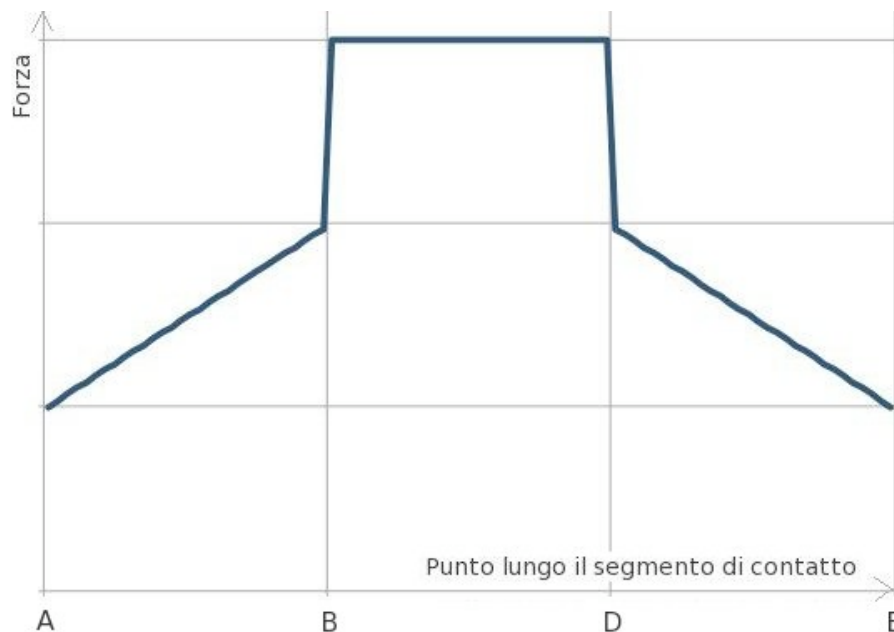


Figura 3.3: Andamento forza nell'ingranamento

Si definisce infine il carico per unità di lunghezza (W'), che varia lungo l'ingranamento insieme alla forza effettiva di contatto secondo la seguente relazione:

$$W' = \frac{F_{n,eff}}{b_{min}}$$

Dove:

- W' è il carico per unità di lunghezza;

- $F_{n,eff}$ è la forza di contatto effettiva sul singolo dente;
- b_{min} è la minima tra le larghezze di fascia della ruota 1 (b_1) e della ruota 2 (b_2).

Si considera che ogni singolo tratto i -esimo nel quale viene diviso il segmento di contatto sia sufficientemente corto da poter considerare che sia $F_{n,eff}$ sia W siano costanti.

Modello di attrito

Con riferimento alla figura 3.2, che rappresenta il segmento di contatto, si considera che il contatto avvenga nel generico punto H , rappresentativo del singolo tratto elementare.

Il modello di calcolo che è stato messo a punto fa uso di un sistema di riferimento che individua la posizione del generico punto H mediante l'angolo θ_{rif} definito come l'angolo compreso tra la retta passante per F e O_1 e la retta passante per H e O_1 , dove O_1 è il centro della ruota 1.

la posizione nella quale inizia l'ingranamento, cioè quando H coincide con A , è individuata dal seguente angolo:

$$\theta_{rif, A} = \arctan \left(\frac{(D_{b1}/2) \tan \alpha_f - s_{acc}}{D_{b1}/2} \right)$$

Dove:

- α_f è l'angolo di pressione di funzionamento;
- D_{b1} è il diametro di base della ruota 1;
- s_{acc} è la lunghezza del segmento di accesso.

Il modello per il calcolo del coefficiente di attrito sul singolo tratto del segmento di contatto prevede, come prima cosa, di valutare i raggi di curvatura del profilo dei denti nel punto di contatto.

Per le proprietà geometriche dell'evolvente, il raggio di curvatura del dente della ruota 1 (ρ_1), quando il punto di contatto è in corrispondenza di H , è pari

alla distanza tra i punti F ed H ; analogamente, il raggio di curvatura del dente della ruota 2 (ρ_2) è pari alla distanza tra i punti H e G .

I raggi di curvatura dei denti nel punto di contatto H possono essere calcolati con le seguenti relazioni, ricavate da considerazioni geometriche:

$$\rho_1 = \frac{D_{b1}}{2} \tan \theta_{rif}$$

$$\rho_2 = s_{base} - \rho_1$$

Dove:

- ρ_1 è il raggio di curvatura del dente della ruota 1 nel punto di contatto;
- ρ_2 è il raggio di curvatura del dente della ruota 2 nel punto di contatto;
- D_{b1} è il diametro di base della ruota 1;
- θ_{rif} è l'angolo che individua la posizione del generico punto H ;
- s_{base} è la lunghezza del segmento di base.

Noti i raggi di curvatura, è possibile calcolare il raggio di curvatura equivalente, definito come:

$$\rho_{eq} = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}$$

Si considera che le due ruote siano realizzate con lo stesso materiale e si valuta il modulo di elasticità equivalente, definito dalla seguente relazione:

$$E_{eq} = \frac{E}{1 - \nu^2}$$

Dove:

- E è il modulo di elasticità del materiale delle ruote;
- ν è il coefficiente di Poisson del materiale delle ruote.

Il modello prevede, poi, di calcolare il valore della pressione massima di Hertz con la seguente relazione:

$$P_h = \sqrt{\frac{W' E_{eq}}{2 \pi \rho_{eq}}}$$

Durante l'ingranamento, i denti si muovono e occorre valutare le velocità nel

punto di contatto. Si fa riferimento allo schema riportato nella figura 3.4, dove H è il generico punto del segmento di contatto, θ_{rif} è l'angolo che individua la posizione del punto H , O_1 è il centro della ruota 1 e r_b è il raggio di base della ruota 1, pari a $D_{b1}/2$.

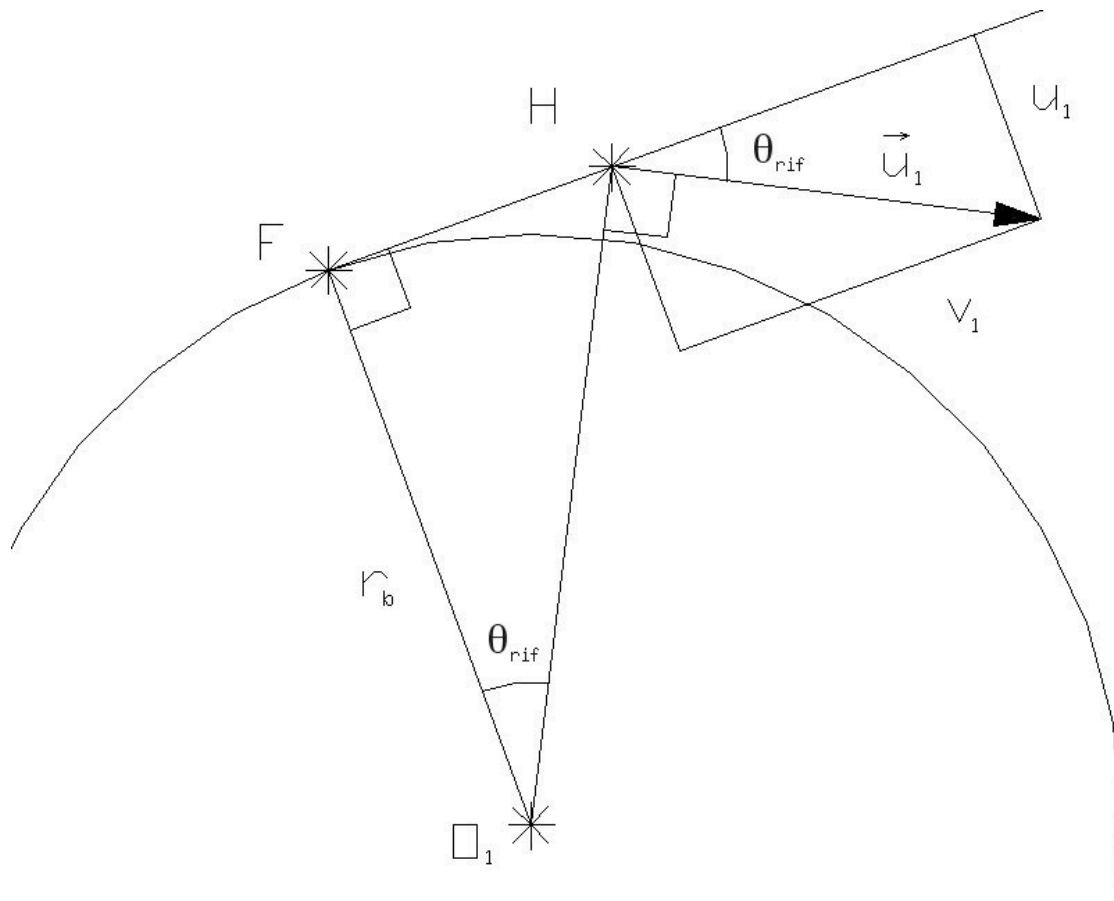


Figura 3.4: Schema delle velocità nell'ingranamento

La velocità del punto H , pensato appartenente alla ruota 1, è pari al vettore \vec{u}_1 che può essere scomposto in due componenti: una perpendicolare alla linea di contatto (u_1) e una parallela alla linea di contatto (v_1). La componente v_1 non è interessante ai fini del calcolo dell'attrito, in quanto è uguale per le due ruote, mentre è interessante valutare la componente u_1 .

Da considerazioni trigonometriche, si deduce che la distanza tra i punti H e O_1

è pari a:

$$\overline{HO}_1 = \frac{r_b}{\cos \theta_{rif}}$$

Il valore assoluto del vettore di velocità sarà, dunque, pari a:

$$|\vec{u}_1| = \omega_1 \overline{HO}_1 = \frac{\omega_1 r_b}{\cos \theta_{rif}}$$

Dove:

- ω_1 è la velocità angolare della ruota 1.

Si può, quindi, calcolare il valore della componente della velocità in direzione perpendicolare alla linea di contatto:

$$u_1 = |\vec{u}_1| \sin \theta_{rif} = \frac{\omega_1 r_b}{\cos \theta_{rif}} \sin \theta_{rif} = \omega_1 r_b \tan \theta_{rif} \Rightarrow u_1 = \omega_1 \rho_1$$

In maniera del tutto analoga si arriva a determinare che:

$$u_2 = \omega_2 \rho_2 = \omega_1 \frac{z_1}{z_2} \rho_2$$

Dove:

- ω_2 è la velocità angolare della ruota 2;
- ρ_2 è il raggio di curvatura del dente della ruota 2 nel punto di contatto;
- z_1 è il numero di denti della ruota 1;
- z_2 è il numero di denti della ruota 2.

La velocità di strisciamento tra le due ruote e la velocità media in direzione perpendicolare alla linea di contatto sono pari rispettivamente a:

$$V_s = u_1 - u_2$$

$$V_e = \frac{u_1 + u_2}{2}$$

Si introduce il coefficiente SR ("Sliding to Roll ratio"), che è definito come:

$$SR = \frac{V_s}{V_e}$$

Per completare il calcolo del coefficiente di attrito, oltre alle grandezze già descritte occorre infine conoscere anche la viscosità dinamica dell'olio alla

temperatura di funzionamento (ν_0) e la rugosità superficiale media delle due ruote (S), valutata come “root mean square” (RMS).

Viene definita una funzione $f(SR, P_h, \nu_0, S)$ con la seguente relazione:

$$f(SR, P_h, \nu_0, S) = b_1 + b_4 |SR| P_h \log_{10}(\nu_0) + b_5 e^{-|SR| P_h \log_{10}(\nu_0)} + b_9 e^S$$

Dove:

- SR [-] è il coefficiente “Sliding to Roll ratio” precedentemente definito;
- P_h [GPa] è la pressione massima di Hertz, precedentemente definita;
- ν_0 [cP] è la viscosità dinamica dell'olio alla temperatura di funzionamento;
- S [μm] è la rugosità media RMS;
- b_i sono dei coefficienti, sotto elencati.

Si può, quindi, calcolare il coefficiente di attrito (μ) sul singolo tratto del segmento di contatto mediante la seguente relazione:

$$\mu = e^{f(SR, P_h, \nu_0, S)} P_h^{b_2} |SR|^{b_3} V_e^{b_6} \nu_0^{b_7} \rho_{eq}^{b_8}$$

Dove:

- V_e [m/s] è la velocità media, che si è detto essere pari a $(u_1 + u_2)/2$;
- ρ_{eq} [m] è il raggio di curvatura equivalente tra le superfici di contatto.

I valori dei coefficienti sono riportati nella seguente tabella:

b_1	-8,916465
b_2	1,033030
b_3	1,036077
b_4	-0,354068
b_5	2,812084
b_6	-0,100601
b_7	0,752755
b_8	-0,390958
b_9	0,620305

Si osserva esplicitamente che le relazioni per il calcolo del coefficiente di attrito e i relativi coefficienti sono stati ricavati in [15, 16] considerando una condizione di lubrificazione elastoidrodinamica; non sono, quindi, applicabili se tale condizione non è rispettata, ad esempio per ingranamenti caratterizzati da elevata coppia e bassa velocità di rotazione.

Modello di efficienza

Dopo aver calcolato il coefficiente di attrito per ciascun tratto del segmento di contatto, si può passare al calcolo dell'efficienza complessiva dell'ingranamento.

La potenza dissipata su ciascun tratto i -esimo è pari a:

$$P_{attr,i} = \mu_i F_{n,eff,i} |V_{s,i}|$$

Dove:

- μ_i [-] è il coefficiente di attrito nel tratto i -esimo;
- $F_{n,eff,i}$ [N] è la forza effettivamente agente sul singolo dente nel tratto i -esimo;
- $|V_{s,i}|$ [m/s] è il valore assoluto della velocità di strisciamento tra le due ruote nel tratto i -esimo.

Sul singolo tratto i -esimo ci sarà, quindi, una coppia di attrito pari a:

$$C_{attr,i} = \frac{P_{attr,i}}{\omega_1}$$

Dove:

- ω_1 [rad/s] è la velocità angolare della ruota 1.

Per poter sommare i singoli contributi di perdite per i vari tratti, occorre definire un nuovo sistema di riferimento, che rappresenti la posizione angolare della ruota 1. Si definisce a questo scopo l'angolo ϕ_{rif} , pari a zero quando inizia il contatto (cioè quando il generico punto H coincide con A) e crescente con la rotazione della ruota 1 rispetto al proprio asse. Mentre il punto di contatto si

sposta da A ad H , c'è, quindi, una rotazione della ruota pari all'angolo ϕ_{rif} , che, considerando la forma ad evolvente del dente, risulta maggiore dell'incremento dell'angolo θ_{rif} nel medesimo tratto di ingranamento.

Il legame tra ϕ_{rif} e θ_{rif} è espresso dalla seguente relazione:

$$\phi_{rif} = \tan \theta_{rif} - \tan \theta_{rif, A}$$

Tale relazione si giustifica considerando la proprietà dell'evolvente per la quale un arco della circonferenza di base lungo quanto il segmento AH sottende un angolo al centro pari alla rotazione che fa ruota dentata intorno al proprio asse mentre il punto di contatto si sposta lungo il segmento di contatto da A ad H . La relazione, infatti, può essere così rimaneggiata:

$$\frac{D_{bl}}{2} \phi_{rif} = \frac{D_{bl}}{2} \tan \theta_{rif} - \frac{D_{bl}}{2} \tan \theta_{rif, A} = \overline{FH} - \overline{FA} = \overline{AH}$$

Dove $\frac{D_{bl}}{2} \phi_{rif}$ è proprio la lunghezza dell'arco di circonferenza primitiva che sottende l'angolo ϕ_{rif} e che, per la proprietà sopra descritta, è pari alla distanza tra A ed H .

Ciascun tratto i -esimo ha un punto di inizio, individuato dall'angolo $\theta_{rif,i,inizio}$, e un punto di fine, individuato dall'angolo $\theta_{rif,i,fine}$. Mentre il punto H si sposta dall'inizio alla fine di ciascun tratto i -esimo, la ruota 1 gira intorno al proprio asse passando dalla posizione $\phi_{i,inizio}$ alla posizione $\phi_{i,fine}$.

Il legame tra i vari angoli è espressa dalle seguenti relazioni:

$$\phi_{i, inizio} = \tan \theta_{rif, i, inizio} - \tan \theta_{rif, A}$$

$$\phi_{i, fine} = \tan \theta_{rif, i, fine} - \tan \theta_{rif, A}$$

Si può, quindi, calcolare il lavoro di attrito sul singolo tratto i -esimo mediante la seguente relazione:

$$L_{attr, i} = \int_{\phi_{i, inizio}}^{\phi_{i, fine}} C_{attr, i} d\phi = C_{attr, i} (\phi_{i, fine} - \phi_{i, inizio}) = P_{attr, i} \frac{\phi_{i, fine} - \phi_{i, inizio}}{\omega_1}$$

Si calcola, infine, il lavoro per attrito complessivo per l'ingranamento di un dente, pari alla somma del lavoro di attrito su tutti i singoli tratti i -esimi:

$$L_{attr} = \sum_i L_{attr,i}$$

In un giro completo della ruota, il lavoro di attrito complessivo sarà pari a quello di un singolo dente moltiplicato per il numero di denti della ruota stessa:

$$L_{attr,tot} = z_1 L_{attr} = z_1 \sum_i L_{attr,i}$$

Il lavoro totale fornito alla ruota dentata in un giro è valutabile con la seguente relazione:

$$L_{tot} = \int_0^{2\pi} C_m d\phi = 2\pi C_m$$

Dove:

- C_m è la coppia motrice che agisce sulla ruota 1.

Il rendimento dell'ingranamento, infine, può essere calcolato come:

$$\eta = \frac{L_{tot} - L_{attr,tot}}{L_{tot}} = 1 - \frac{z_1 L_{attr}}{2\pi C_m}$$

Efficienza di ruote dentate con spostamento del profilo

Le ruote con spostamento del profilo sono utilizzate sempre più frequentemente nella pratica, soprattutto per migliorare la resistenza al piede. Tuttavia, nessuno dei riferimenti bibliografici individuati tratta esplicitamente l'argomento delle perdite di potenza in ruote corrette. Il sistema di calcolo sopra descritto, quindi, è stato adattato per essere applicato anche al caso delle ruote corrette, mettendolo a punto per valutare, anche per ruote corrette, i valori dei raggi di curvatura e delle velocità di strisciamento lungo il segmento di contatto in base ai parametri di costruzione e funzionamento dell'ingranaggio. Si è così potuto calcolare il valore delle perdite di potenza in ingranaggi ad evolvente e a denti dritti al variare dello spostamento del profilo. Come noto, una ruota dentata corretta si ottiene eseguendo il taglio con uno spostamento dell'utensile rispetto alla primitiva di riferimento. Per convenzione, se tale spostamento è verso l'esterno della ruota la correzione è considerata positiva, in caso contrario è considerata negativa. La correzione di una ruota dentata è definita dalla seguente relazione:

$$x = \frac{c}{m}$$

Dove:

- x [-] è la correzione della ruota;
- c [mm] è lo spostamento dell'utensile rispetto alla linea di riferimento, considerato positivo se verso l'esterno, negativo se verso l'interno;
- m [mm] è il modulo della ruota.

La differenza principale tra una ruota non corretta e una ruota corretta è lo

spessore dei denti, mentre l'ingranamento tra due ruote dentate corrette avviene esattamente come tra due ruote non corrette e il profilo dei denti rimane un evolvente. Tuttavia, lo spostamento dei cerchi influenza parametri che concorrono a determinare l'efficienza dell'ingranamento, e cioè l'angolo di pressione di funzionamento e i diametri di troncatura esterna delle ruote. L'angolo di pressione di funzionamento influenza a sua volta il valore dell'interasse teorico di funzionamento e, in generale, la posizione della linea di contatto; i diametri di testa delle ruote, invece, individuano i punti *A* ed *E* e, quindi, la posizione del segmento di contatto sulla linea stessa. Si vede, dunque, che lo spostamento del profilo delle ruote modifica il segmento di contatto e, quindi, le condizioni di contatto tra i denti e l'efficienza dell'ingranamento.

Condizioni di funzionamento considerate

Il modello numerico è stato applicato a ruote dentate corrette in varie condizioni di funzionamento. Si considerano coppie di ruote ingrananti con interasse di funzionamento pari all'interasse teorico, cioè in assenza di gioco tra i fianchi. L'interasse di funzionamento, quindi, è pari a:

$$I = I_{0,corr} = I_0 \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_f}$$

Dove:

- I [mm] è l'interasse effettivo di funzionamento delle due ruote dentate corrette, posto pari a $I_{0,corr}$;
- $I_{0,corr}$ [mm] è l'interasse teorico di funzionamento delle due ruote dentate corrette;
- I_0 [mm] è l'interasse teorico in assenza di spostamento dei cerchi;
- α_0 [rad] è l'angolo di pressione teorico di taglio;
- α_f [rad] è l'angolo di pressione di funzionamento, che in questo caso è

posto pari all'angolo di pressione teorico di funzionamento delle ruote corrette.

L'angolo di pressione di funzionamento, quindi, può essere calcolato con la seguente equazione:

$$\operatorname{inv} \alpha_f = \operatorname{inv} \alpha_0 + B \tan \alpha_0$$

Il coefficiente B è definito come:

$$B = \frac{c_1 + c_2}{I_0}$$

Dove:

- c_1 [mm] è lo spostamento dell'utensile di taglio della ruota 1 rispetto alla linea di riferimento;
- c_2 [mm] è lo spostamento dell'utensile di taglio della ruota 2 rispetto alla linea di riferimento.

Si considera di proporzionare i denti in modo da mantenere un gioco sul fondo pari a $1/4$ del modulo. In assenza di gioco sui fianchi, per soddisfare tale condizione il diametro di troncatura esterna delle ruote deve essere pari a:

$$d_e = m(z + 2 + 2x - 2k)$$

Dove:

- m [mm] è il modulo della ruota;
- z [-] è il numero di denti della ruota;
- x [-] è la correzione della ruota;
- k [-] è un coefficiente pari a BI_0/m .

Si considera una condizione di funzionamento di riferimento individuata dai seguenti parametri:

- $E=207000$ MPa è il modulo elastico delle ruote;
- $\nu=0.3$ è il coefficiente di Poisson delle ruote;
- $\alpha_0=20^\circ$ è l'angolo di pressione teorico di taglio;
- $\nu_0=50$ cP è la viscosità dinamica alla temperatura di funzionamento;
- $b=26.7$ mm è la larghezza di fascia delle due ruote;

- $R_a=0.8 \mu\text{m}$ è la rugosità superficiale delle due ruote;
- $m=3 \text{ mm}$ è il modulo delle due ruote;
- $\tau=2$ è rapporto di ingranamento, cioè il rapporto tra il numero di denti della ruota 2 rispetto alla ruota 1;
- $n_1=3000 \text{ giri/1'}$ è velocità di rotazione della ruota 1;
- $P_1=50 \text{ kW}$ è potenza in ingresso;
- $z_1=18$ è numero di denti della ruota 1.

Risultati numerici

Il modello di calcolo messo a punto per ruote corrette è stato applicato per calcolare l'efficienza dell'ingranamento di due ruote dentate nelle condizioni di riferimento, facendo poi variare alcuni dei parametri di riferimento e il valore della correzione delle due ruote.

Si riportano alcuni grafici che raccolgono i risultati ottenuti. I grafici mostrano l'andamento del rendimento al variare della correzione della ruota 1 e mettono in evidenza la presenza di un punto di massimo rendimento in funzione, appunto, della correzione della ruota 1. La maggior parte dei grafici sono stati ottenuti mantenendo costante, e pari a zero, la somma delle correzioni delle due ruote ($x_1+x_2=0$), condizione tipica di progetto e di utilizzo di ruote corrette. La dipendenza da potenza, coppia e velocità di rotazione in ingresso, parametri tra loro non indipendenti, viene rappresentata in figura 3.5, per tre diversi livelli di potenza, contraddistinti da tre simboli: un pallino per il livello di potenza minore, un quadrato per quello medio ed un triangolo per quello maggiore.

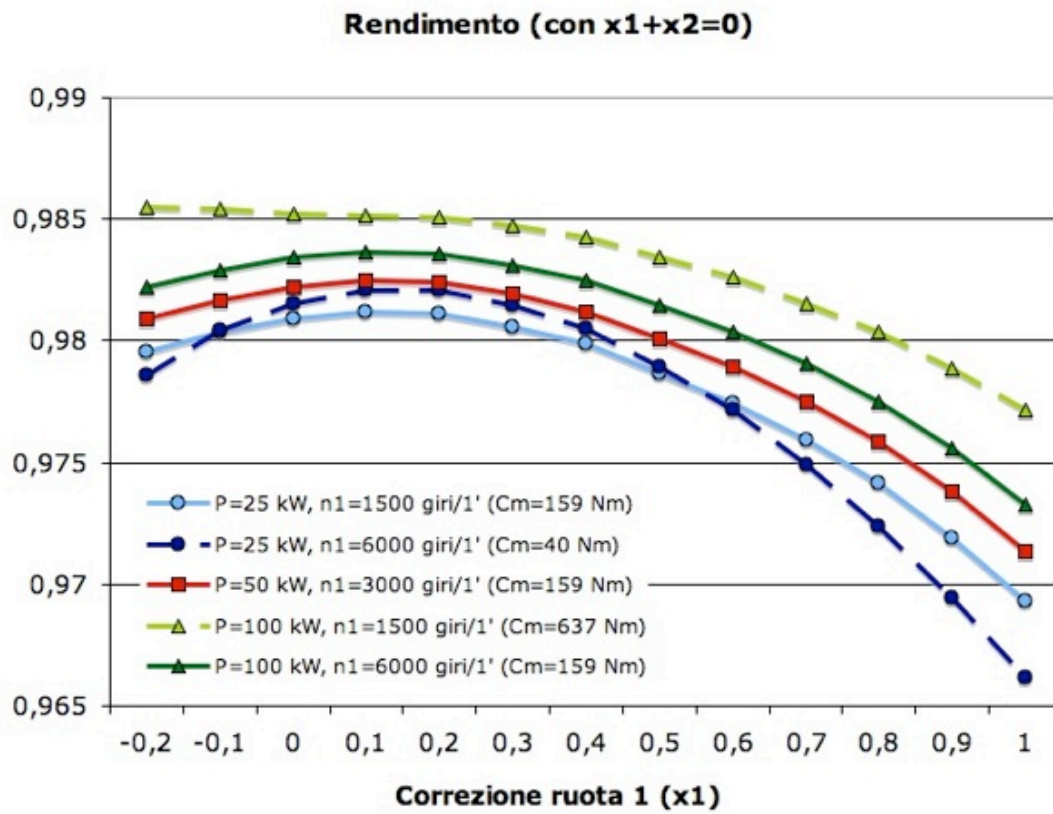


Figura 3.5: Rendimento al variare di coppia motrice, potenza, velocità di rotazione

Si nota che il valore di correzione della ruota 1 (x_1) per il quale si ha il massimo del rendimento è sempre il medesimo. In generale, a potenze più elevate corrispondono rendimenti migliori. Le curve che rappresentano condizioni di funzionamento con la medesima coppia motrice, rappresentate in tratto continuo, hanno la stessa forma, ma sono spostate verso l'alto (rendimenti migliori) per potenze più elevate. Al diminuire della coppia motrice, la curva mostra una maggiore sensibilità del rendimento al variare di x_1 ; al contrario, all'aumentare della coppia motrice l'effetto della correzione sul rendimento cala, al punto che può non esserci alcun massimo lungo la curva, come mostrato dalla curva tratteggiata e contrassegnata da triangoli.

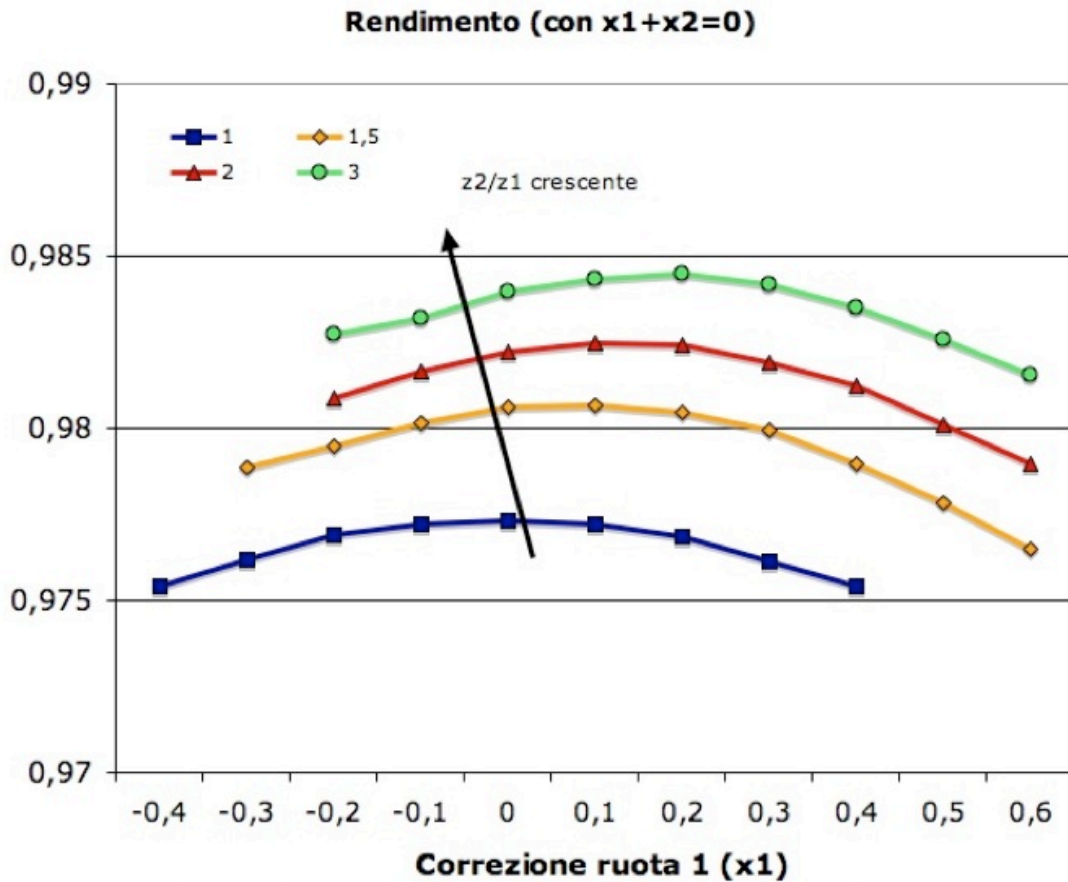


Figura 3.6: Rendimento al variare del rapporto di ingranamento

La figura 3.6 mostra l'influenza del rapporto di ingranamento τ sull'andamento delle curve del rendimento. Le curve sono state ottenute mantenendo uguali le caratteristiche del pignone (ruota 1) e variando il numero di denti della ruota condotta (ruota 2). All'aumentare del numero di denti della ruota condotta aumenta il rapporto di ingranamento.

Si osserva che per $\tau=1$ la curva è simmetrica rispetto alla condizione $x_1=0$, che è anche la condizione di massimo del rendimento. All'aumentare di τ il punto di massimo del rendimento si sposta progressivamente verso una condizione caratterizzata da una correzione sempre maggiore della dentatura del pignone. Ciò è in accordo con le indicazioni di massima contenute in letteratura [22], indicazioni che suggeriscono di operare per ridurre la lunghezza del segmento

di accesso rispetto a quello di recesso.

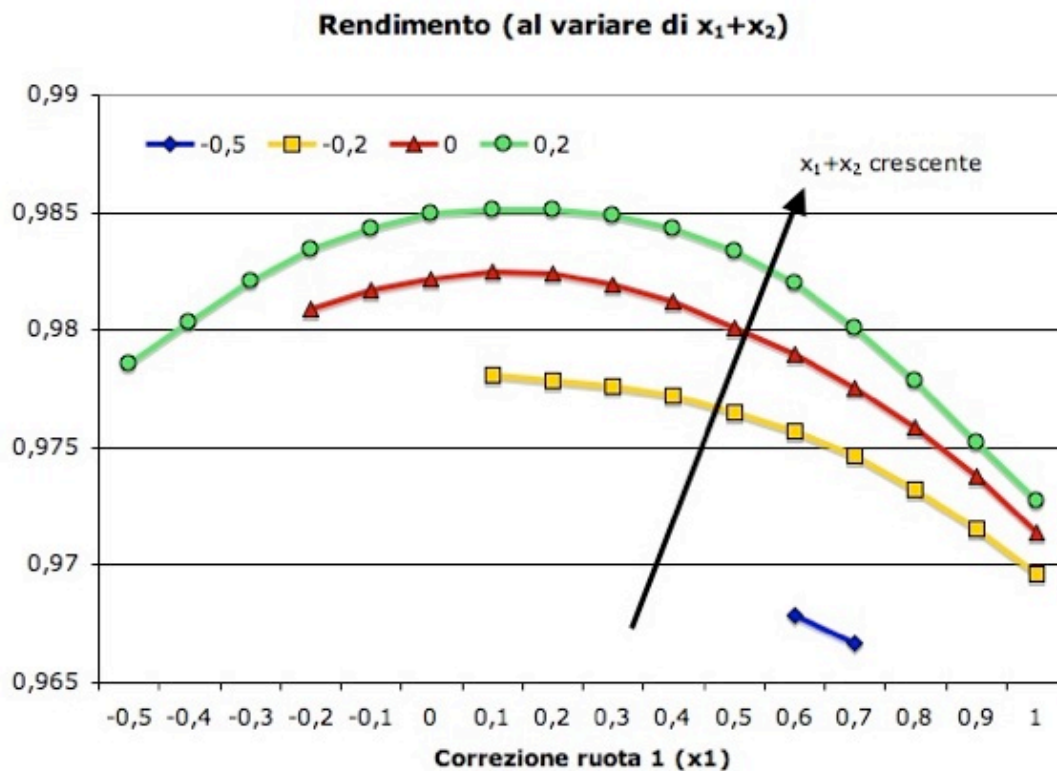


Figura 3.7: Rendimento al variare della somma delle correzioni con gioco di fondo costante

Nelle figure 3.7 e 3.8 si, presentano gli andamenti del rendimento al variare della somma delle correzioni delle due ruote (x_1+x_2). Le curve sono tracciate solo per i valori di correzione che consentono un ingranamento corretto, cioè con rapporto di condotta maggiore di 1 e tale che i punti A ed E siano compresi tra i punti F e G. Nella prima delle due figure, la 3.7, sono rappresentate le curve ottenute considerando valori dei diametri di troncatura esterna calcolati come descritto in precedenza, cioè mantenendo costante il gioco di fondo; invece, nella seconda figura, la 3.8, sono riportate curve analoghe, ottenute però rinunciando a mantenere un gioco di fondo costante e pari a $1/4$ del modulo e considerando diametri esterni pari a:

$$d_e = m(z + 2 + 2x)$$

Dove:

- m [mm] è il modulo della ruota;
- z [-] è il numero di denti della ruota;
- x [-] è la correzione della ruota.

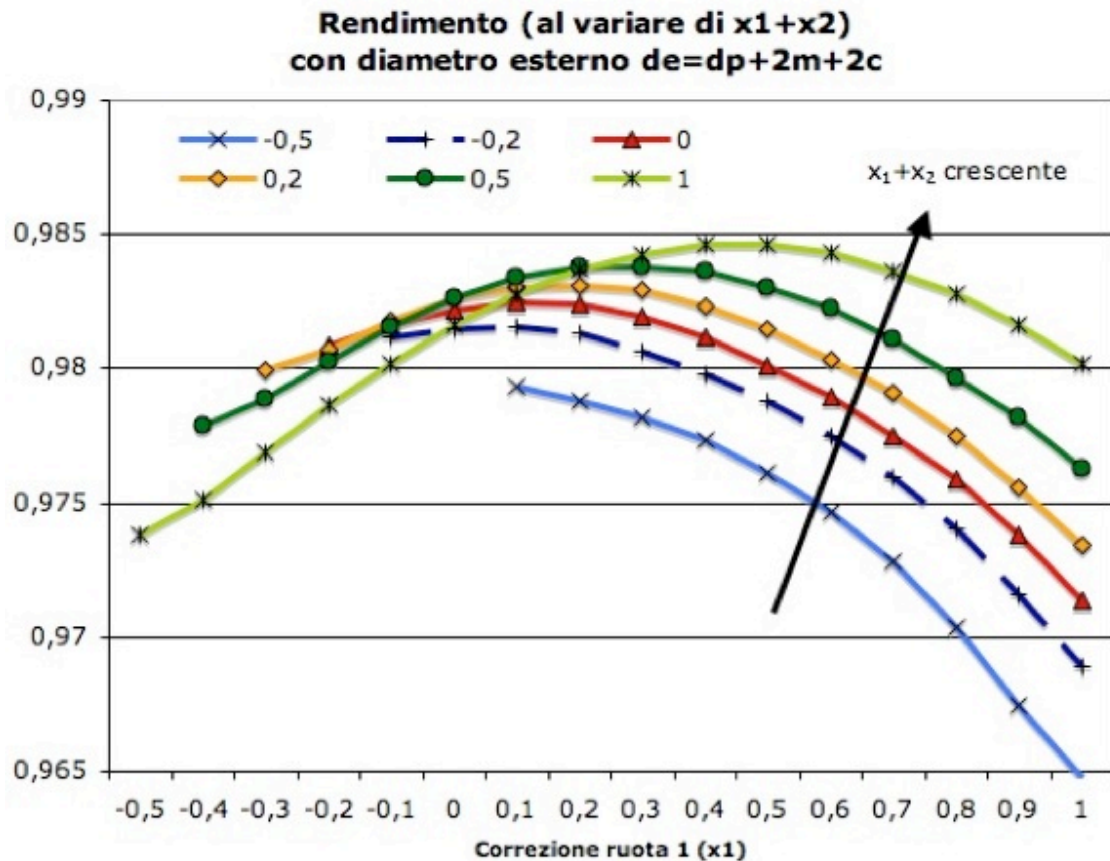


Figura 3.8: Rendimento al variare della somma delle correzioni con diametro esterno fissato

Il valore della somma x_1+x_2 determina il valore dell'interasse; per valori crescenti, l'interasse aumenta. Al crescere dell'interasse cala il rapporto di condotta e ciò porta ad un rendimento migliore. Si vede come risulti conveniente operare con due ruote entrambe con correzione positiva, condizione che migliora anche la resistenza a flessione del dente. Tuttavia, questo criterio progettuale, che corrisponde a quanto indicato qualitativamente

in letteratura [22], deve essere bilanciato da considerazioni sul rapporto di condotta che, invece, cala all'aumentare della somma x_1+x_2 : affinché l'ingranamento sia possibile, occorre garantire che il rapporto di condotta si mantenga maggiore di uno; inoltre, valori bassi del rapporto di condotta comportano sollecitazioni maggiori sui denti e maggior rumore.

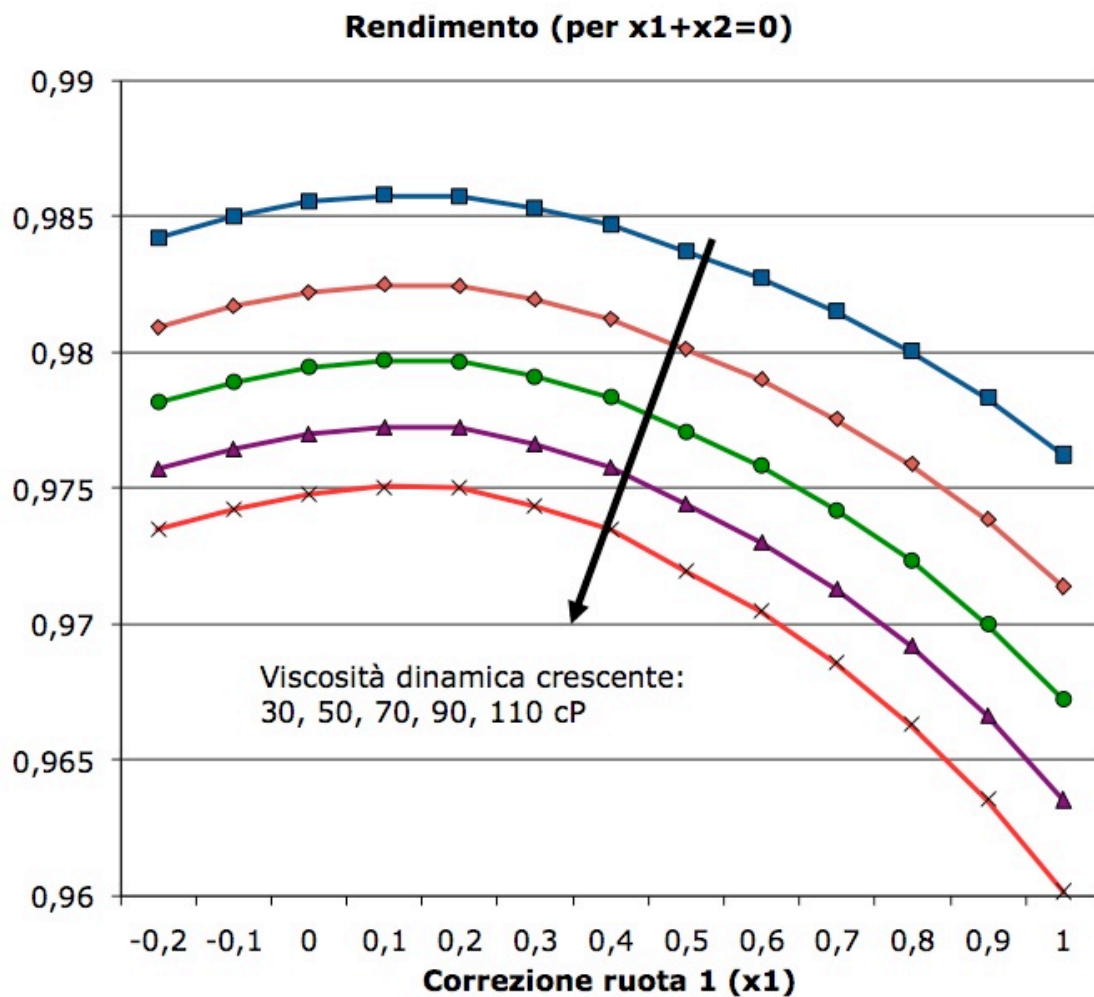


Figura 3.9: Rendimento al variare della viscosità

Come si vede dalla figura 3.9, all'aumentare della viscosità dinamica le curve si spostano verso una condizione di minore rendimento, ma la forma si mantiene

simile e il punto di massimo non cambia posizione. Andamenti analoghi si osservano al variare della rugosità superficiale delle ruote e del numero di denti del pignone: all'aumentare della rugosità il rendimento diminuisce; all'aumentare del numero di denti del pignone, al contrario, il rendimento aumenta, sia mantenendo costante il modulo, sia mantenendo costante il diametro primitivo.

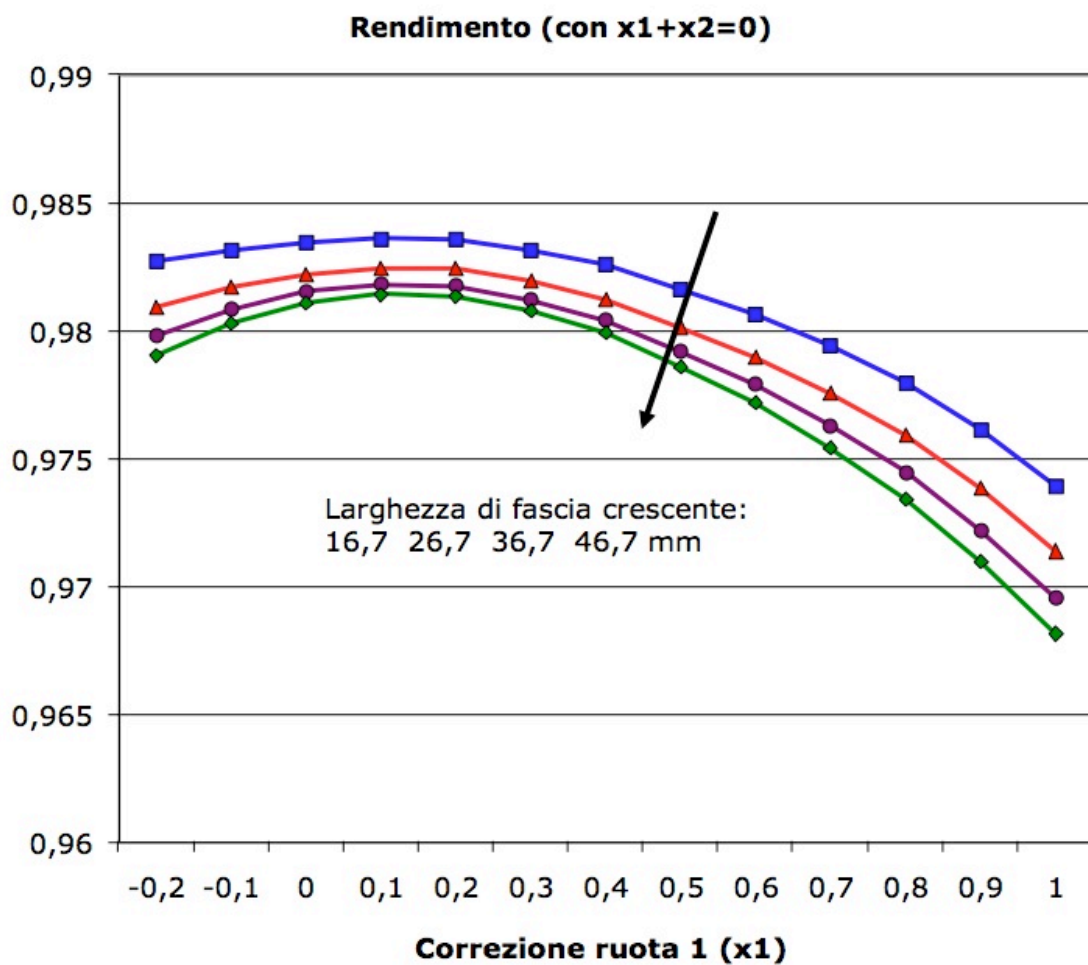


Figura 3.10: Rendimento al variare della larghezza di fascia

La figura 3.10 mostra l'andamento del rendimento al variare della larghezza di fascia delle ruote. Come è lecito aspettarsi, si vede che l'aumento della

larghezza di fascia riduce il rendimento dell'ingranamento; si vede anche che, come nei casi descritti in precedenza, non si sposta la posizione di massimo del rendimento al variare della correzione, ma, in questo caso, all'aumentare della larghezza di fascia il rendimento diventa più sensibile al valore della correzione. Andamenti analoghi si osservano al variare dell'angolo di spinta teorico che, se di valore elevato, porta a rendimenti più elevati, ma più sensibili al valore della correzione.

Conclusioni

Viene stimata l'energia dissipata per attrito tra due ruote dentate e, quindi, l'efficienza della trasmissione, limitatamente alle perdite per ingranamento. Il modello proposto permette di tenere conto dei parametri che influenzano la geometria del dente, tra i quali lo spostamento dei cerchi, e considera un coefficiente di attrito variabile lungo il segmento di contatto.

Viene calcolato il rendimento in varie condizioni geometriche e in funzione del valore della correzione delle ruote. Si mostra che esiste, generalmente, una condizione di massimo del rendimento e, quindi, è possibile adottare un criterio di massimizzazione dell'efficienza per progettare una coppia di ruote e definire il valore ottimale della correzione dal punto di vista energetico.

Capitolo 4: Studio termico di attuatori lineari vite-madrevite

È stata condotta una ricerca ed una prova sperimentale sul funzionamento di attuatori lineari vite-madrevite, nell'ambito di un contratto di ricerca tra il DIEM e la Ognibene Meccanica S.r.l. di Bologna. Tale lavoro ha permesso di comprendere più approfonditamente i meccanismi che determinano le condizioni di usura dell'accoppiamento vite-madrevite in attuatori lineari e porle in relazione alla dissipazione termica ed energetica dell'accoppiamento stesso.

È stato messo a punto un modello per prevedere le condizioni di funzionamento del meccanismo vite-madrevite di attuatori lineari in funzione dei parametri di impiego. Alcuni attuatori sono stati provati al banco in varie condizioni di carico, velocità di traslazione e fattore di servizio. Sono stati misurati i valori del carico assiale e della coppia torcente. La temperatura è stata misurata in varie posizioni dell'attuatore, tra le quali il filetto della chiocciola, in prossimità della superficie di contatto con la vite.

Attuatori lineari vite-madrevite

Un accoppiamento vite-madrevite è un dispositivo utilizzato per trasformare moto rotatorio in moto lineare [23]. Tale accoppiamento è un meccanismo in genere irreversibile, in grado di movimentare carichi anche di grande entità e di mantenerli nella posizione desiderata grazie a fenomeni di attrito intrinseci. Storicamente, l'accoppiamento vite-madrevite è stato utilizzato in martinetti azionati manualmente, impiegati, ad esempio, per muovere le paratoie per lo sbarramento dei canali.

Nelle applicazioni più recenti il meccanismo viene azionato tramite motori e corredato di un opportuno rivestimento per dare origine ad un attuatore lineare.

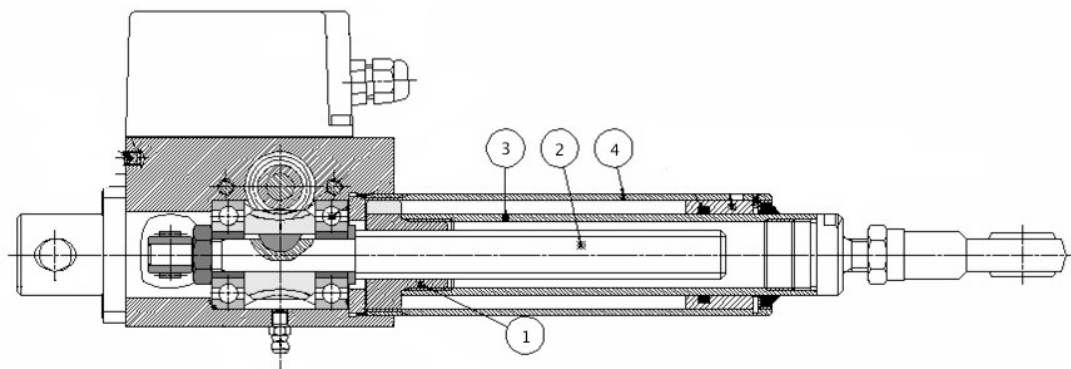


Figura 4.1: Attuatore lineare vite-madrevite

La figura 4.1 rappresenta una possibile soluzione costruttiva per un attuatore lineare vite-madrevite. La vite (2) viene posta in rotazione da un motore elettrico, tramite l'interposizione di un riduttore, e trasmette il moto alla madrevite, detta chiocciola (1). Alla chiocciola è collegato un cilindro (3) che scorre assialmente con essa, generando così l'allungamento e l'accorciamento

dell'attuatore stesso. Su tale cilindro agisce il carico. Tutta la trasmissione è all'interno di un canotto protettivo (4). Il cilindro (3) scorre all'interno del canotto appoggiandosi su guarnizioni elastiche, mentre la chiocciola è dotata di un certo gioco.

Nella realizzazione più comune di attuatore lineare vite-madrevite, il materiale della vite è acciaio, il materiale della madrevite è bronzo [24] e la filettatura è di tipo trapezoidale [25].

È necessario impedire che chiocciola e cilindro ruotino insieme alla vite. Quando possibile, si adottano dei vincoli esterni. In alternativa, per impedire le rotazioni della chiocciola viene inserita una linguetta che si accoppia ad un canotto protettivo dotato di un opportuno scasso.

Dal punto di vista dell'inserimento in macchina, gli attuatori lineari vite-madrevite sono analoghi ai cilindri pneumatici o oleodinamici, ma hanno caratteristiche diverse.

In primo luogo, questi attuatori utilizzano direttamente energia elettrica, che è vantaggiosa rispetto all'aria o all'olio in pressione da un punto di vista ambientale e anche perché più facilmente reperibile e trasportabile. Essa, inoltre, non dà luogo a perdite, a differenza di quanto può avvenire nei cilindri oleodinamici; questa è una caratteristica fondamentale in alcuni specifici settori, quali l'alimentare ed il tessile.

A differenza dei cilindri pneumatici, gli attuatori lineari vite-madrevite consentono poi arresti in posizioni predefinite e anche in punti intermedi della corsa, analogamente a quanto è possibile ottenere, a costi maggiori, con gli attuatori oleodinamici.

Per contro, gli attuatori lineari vite-madrevite sono limitati nei carichi rispetto ai sistemi oleodinamici e nelle velocità rispetto ai cilindri pneumatici, soprattutto quelli di piccolo alesaggio. Inoltre, il rendimento di questi attuatori è piuttosto basso a causa delle elevate perdite per attrito tra vite e chiocciola.

Cause di avaria di attuatori vite-madrevite

Si è osservato che una gran parte degli attuatori vite-madrevite diventano inservibili a causa del danneggiamento per usura dell'accoppiamento filettato, tipicamente della chiocciola. Alcune di queste avarie non possono essere previste considerando i modelli di dimensionamento noti o, viceversa, essi possono rivelarsi troppo restrittivi.

Si è pensato che per la comprensione del fenomeno fosse necessario considerare insieme gli effetti di usura, attrito e temperatura superficiale di contatto, effetti che si è visto essere intimamente legati uno all'altro.

In attuatori vite-madrevite, non è possibile scongiurare completamente l'insorgere di fenomeni di usura. Ciò è dovuto al fatto che nell'accoppiamento si instaura un regime di lubrificazione limite, a causa della conformazione del meato e delle condizioni di carico e velocità di strisciamento.

L'usura colpisce le superfici provocando un progressivo decadimento delle prestazioni della macchina ed una dissipazione dell'energia per attrito.

Alle inversioni del moto, in presenza di lubrificazione insufficiente o per condizioni di funzionamento particolarmente gravose, ampie porzioni delle superfici di vite e chiocciola possono venire in contatto diretto l'una con l'altra, causando un livello di usura superiore a quanto previsto e il rapido degrado delle prestazioni dell'attuatore.

L'usura si presenta sempre insieme alla forza d'attrito, ma non è correlata ad esso in modo semplice ed univoco; vi sono, infatti, coppie di superfici che presentano basso coefficiente di attrito ed elevato tasso d'usura, o viceversa. Tuttavia, il coefficiente di attrito rappresenta spesso un buon indicatore delle

condizioni di usura in un accoppiamento.

Questa considerazione risulta utile per il caso in esame, nel quale è difficile determinare sperimentalmente con esattezza il comportamento ad usura delle parti in un determinato istante e per determinate condizioni di funzionamento. Il banco di prova utilizzato consente, invece, di determinare il valore istantaneo del coefficiente di attrito.

L'attrito che si sviluppa nell'accoppiamento vite-madrevite causa una dissipazione di energia che porta ad un aumento di temperatura. In un accoppiamento filettato del tipo esaminato, il rendimento medio non supera, normalmente, il 30%-40% e la parte rimanente della potenza trasmessa allo stelo filettato viene dispersa in forma di calore. La gran parte delle perdite avviene all'interfaccia tra vite e chiocciola e porta ad un aumento della temperatura sulla superficie di contatto tra le due parti.

Dimensionamento di accoppiamenti vite-madrevite

La letteratura riporta vari modelli utili al dimensionamento di meccanismi vite-madrevite.

Il Niemann [26] propone un criterio che si basa sulla limitazione della pressione media di contatto, definita come il rapporto tra il carico e la proiezione dell'area di contatto in direzione assiale. La pressione ammissibile per chiocciolate in bronzo è compresa tra 5 e 15 Mpa. Questo criterio considera un fenomeno statico ed è soddisfacente solo per gli accoppiamenti caratterizzati da velocità di strisciamento ridotte, quali i martinetti azionati manualmente.

Altri autori [23, 27] hanno pubblicato tabelle che consigliano una pressione ammissibile al variare della velocità di strisciamento. In queste tabelle appare evidente la considerazione che le elevate velocità di strisciamento tra chiocciola e vite, tipiche delle applicazioni moderne, portano a ridurre la pressione di contatto ammissibile.

Lavori recenti [28] sono concentrati sullo studio della distribuzione della pressione di contatto lungo i filetti della chiocciola e propongono soluzioni per renderla il più uniforme possibile, ottimizzando le prestazioni. Questi lavori, tuttavia, trascurano gli effetti della velocità di strisciamento.

Uno studio comparativo [29] dei criteri suggeriti da alcuni costruttori ha mostrato che essi, pur se presentati in modo diverso, si basano su considerazioni simili e conducono alle medesime limitazioni: viene definito un parametro PV, pari al prodotto tra pressione di contatto e velocità di strisciamento, che deve essere limitato per garantire un funzionamento corretto dell'attuatore. Tale criterio costituisce una buona indicazione pratica, ma non

consente di cogliere le cause del degrado delle prestazioni.

Per approfondire l'analisi, si è pensato, come già detto, di considerare i fenomeni di usura, insieme a considerazioni termiche ed energetiche.

Relazioni quantitative relativa all'usura

Il volume di materiale asportato per usura in un accoppiamento vite-madrevite può essere valutato tramite l'equazione proposta inizialmente da Holm [30] e sviluppata da Archard [31]. Il suo significato è racchiuso nella seguente equazione:

$$\Delta V = k A_r \Delta s = k \frac{F_n}{p_m} \Delta s$$

Dove:

- ΔV è il volume asportato;
- Δs è lo spazio percorso;
- k è un coefficiente sperimentale;
- A_r è la superficie effettiva di contatto;
- F_n è la forza normale esterna;
- p_m è la pressione di snervamento superficiale, generalmente assunta proporzionale alla durezza.

È possibile descrivere in questa forma sia l'usura adesiva, sia l'usura abrasiva. Nelle applicazioni industriali entrambi i modi d'usura sono contemporaneamente presenti: se le superfici sono lisce e l'interfaccia è priva di grani abrasivi, sono prevalenti i fenomeni d'usura adesiva, in caso contrario prevale l'usura abrasiva; in ogni caso le particelle che si formano per usura adesiva, se non asportate, innescano poi fenomeni di usura abrasiva. Anche gli accoppiamenti vite-madrevite in esame sono caratterizzati da entrambe le modalità di usura.

Il coefficiente k dipende dalla natura dei materiali che vengono a contatto, dallo

stato delle superfici, dalla durezza e dalle dimensioni delle particelle abrasive; inoltre, varia sensibilmente a seconda del meccanismo prevalente di usura che si viene a generare: per l'usura adesiva, il coefficiente k aumenta con la compatibilità metallurgica dei materiali a contatto; per quella abrasiva, invece, il coefficiente k aumenta con la velocità relativa ed è tanto maggiore quanto maggiore è il rapporto tra le durezza superficiali dei due materiali.

La lubrificazione riduce il valore del coefficiente k , sia nel caso di usura adesiva sia in quello di usura abrasiva, anche perché consente di eliminare velocemente le particelle di usura.

Il valore del fattore k può essere calcolato in base a modelli empirici sulla formazione di particelle di usura adesiva e abrasiva, ma è difficile che tali modelli interpretino correttamente la complessità dei fenomeni reali. Infatti, la dispersione dei dati sperimentali è rilevante e prove in condizioni apparentemente identiche danno facilmente risultati diversi.

Per limitare i fenomeni d'usura occorre agire sui parametri funzionali (entità dei carichi, modi e durata dei contatti, presenza di urti) e su quelli costruttivi (materiali, trattamenti e rivestimenti). Notevole importanza, naturalmente, riveste la scelta del lubrificante.

Definendo il "tasso di usura" come il rapporto tra il volume asportato e la distanza di strisciamento ed adottando la durezza Brinell al posto della pressione di snervamento, si ottiene la cosiddetta equazione di Archard [31]:

$$W = K \cdot A_r = K \cdot \frac{F_N}{H}$$

Dove:

- W è il tasso di usura, pari a $\Delta V / \Delta s$;
- F_N è la forza normale esterna;
- H [kg/mm²] è la durezza Brinnell;
- K è una costante, detta "coefficiente di usura".

L'effetto della lubrificazione può essere pensato come una riduzione dell'area

effettiva di contatto A_r . Di ciò si tiene conto all'interno dell'equazione di Archard sostituendo il coefficiente di usura K con il coefficiente K_{lub} , che ovviamente è minore di K .

Il rapporto tra K_{lub} e K è compreso tipicamente tra 10^{-1} e 10^{-3} , a seconda della qualità della lubrificazione [32].

Il Peterson [33] riporta le equazioni qui presentate, insieme a molti possibili valori del coefficiente di usura, e ne discute il significato. Anche letteratura più recente [34] riporta valori del coefficiente di usura per gli stessi materiali usati negli attuatori vite-madrevite ed in condizioni lubrificate.

Quando la pressione media di contatto è maggiore di 1/3 della pressione di snervamento, il tasso di usura cresce molto rapidamente all'aumentare del carico applicato e l'equazione di Archard perde di validità. Inoltre, tale relazione non tiene conto degli effetti dinamici dovuti alle elevate velocità di strisciamento, effetti che si è visto non possono essere trascurati nello studio di questi attuatori.

Effetto della temperatura

Si è riconosciuto sperimentalmente che la temperatura superficiale del contatto, almeno per l'usura dell'acciaio, condiziona in modo significativo la prevalenza di un meccanismo di usura rispetto agli altri [34] e si passa, quindi, a considerare anche l'effetto della temperatura. Non si è al corrente di alcun riferimento bibliografico che tratta l'accoppiamento vite-madrevite prendendo in considerazione anche l'aspetto termico del fenomeno e si vuole cercare in questo modo superare alcuni limiti dei vari modelli disponibili, presentati in precedenza.

Seguendo l'approccio proposto da M. F. Ashby e collaboratori [35], si arriva a scrivere la relazione che segue, detta equazione di Ashby:

$$T_s - T_0 = \frac{\mu F_n v}{A_n} \frac{1}{\frac{k_1}{l_1} + \frac{k_2}{l_2}}$$

Dove:

- T_s [K] è la temperatura di contatto;
- T_0 [K] è la temperatura di riferimento;
- μ [-] è il coefficiente d'attrito;
- F_n [N] è la forza normale alle due superfici;
- v [m/s] è la velocità di strisciamento;
- A_n [m²] è la superficie normale nominale di contatto;
- k_1 e k_2 [Wm⁻¹K⁻¹] sono le conduttività termiche dei materiali che costituiscono i due corpi;
- l_1 e l_2 [m] le lunghezze termiche, definite come le distanze tra la zona di contatto e la regione nella quale la temperatura ha raggiunto il valore di riferimento T_0 .

La temperatura di contatto, cioè la temperatura nelle zone superficiali adiacenti le asperità, dipende così dai materiali a contatto, dalla geometria e dal prodotto della pressione di contatto ($p=F_n/A_n$) per la velocità di strisciamento. Come precedentemente riportato, alcuni modelli disponibili in letteratura e raccolti in [29] impongono proprio di limitare il prodotto tra pressione di contatto e velocità di strisciamento. Tuttavia, prove sperimentali hanno mostrato che, per gli attuatori vite-madrevite esaminati, questa correlazione è impiegabile solo in prima approssimazione.

La temperatura superficiale, come indica l'equazione di Ashby, dipende dalla velocità di strisciamento. Quando la temperatura superficiale, a causa della elevata velocità di strisciamento, risulta superiore ad un valore critico, diventano importanti meccanismi di usura legati ad ossidazione, trasformazione di fase e saldature locali [34]. In queste condizioni, l'usura può diventare improvvisamente di livello severo. In contatti mediati da lubrificante,

questa transizione di comportamento è dovuta anche al fatto che con l'aumento della temperatura, oltre alla diminuzione di viscosità, le molecole polari tendono a desorbirsi dalla superficie ed il lubrificante inizia un degrado chimico-fisico non reversibile. Se la condizione di lubrificazione è limite, come nel caso degli accoppiamenti vite-madrevite, la superficie reale di contatto aumenta e con essa l'usura. Insieme all'usura aumenta anche il coefficiente d'attrito e, di conseguenza, il calore generato che va ad incrementare ulteriormente la temperatura media superficiale.

Questo fenomeno giustifica l'affermazione fatta in precedenza, secondo la quale gli effetti di usura, attrito e temperatura superficiale sono intimamente legati tra loro. Nelle condizioni descritte, infatti, può innescarsi un processo instabile, che induce un insufficiente ricoprimento di lubrificante con aumento dinamico di usura, attrito e temperatura superficiale.

Indagine sperimentale

È stato realizzato un banco per effettuare prove di durata su componenti reali. Si è così simulata la vita del componente, tenendo controllate le prestazioni ed i livelli di usura. In laboratorio, è stato possibile, inoltre, sottoporre l'attuatore a condizione gravose, in modo da raggiungerne i limiti strutturali e termici in tutta sicurezza. Sono state eseguite anche analisi delle prestazioni, controllando i parametri di funzionamento principali e registrandoli su calcolatore.

Descrizione della prova

Gli attuatori sui quali sono state svolte le prove hanno vite rullata in acciaio C20 e chiocciola in bronzo CuSn12. Il lubrificante è un grasso (Vanguard, G.S. Friction 2).

Il banco è stato progettato per la gamma ECV1 degli attuatori dell'azienda Ognibene Elettromeccanica S.r.l., caratterizzati da una filettatura TP18x4, da carichi assiali che vanno da 500 a 8000 N e velocità di traslazione da 100 a 10 mm/s. Esso è composto da un telaio portante sul quale sono fissati due attuatori a vite-madrevite contrapposti, come visibile nella figura 4.2. Un attuatore è quello sul quale viene eseguita la prova, mentre l'altro agisce da freno. L'attuatore freno è molto sovradimensionato ed è caratterizzato dalla possibilità di moto retrogrado, ottenuta utilizzando una vite con passo elevato e rimuovendo il riduttore a vite senza fine che è normalmente interposto tra il motore elettrico e la vite stessa. Il motore collegato all'attuatore freno è azionato in controllo di coppia e, in questo modo, è possibile regolare la forza resistente agente sull'attuatore in prova.

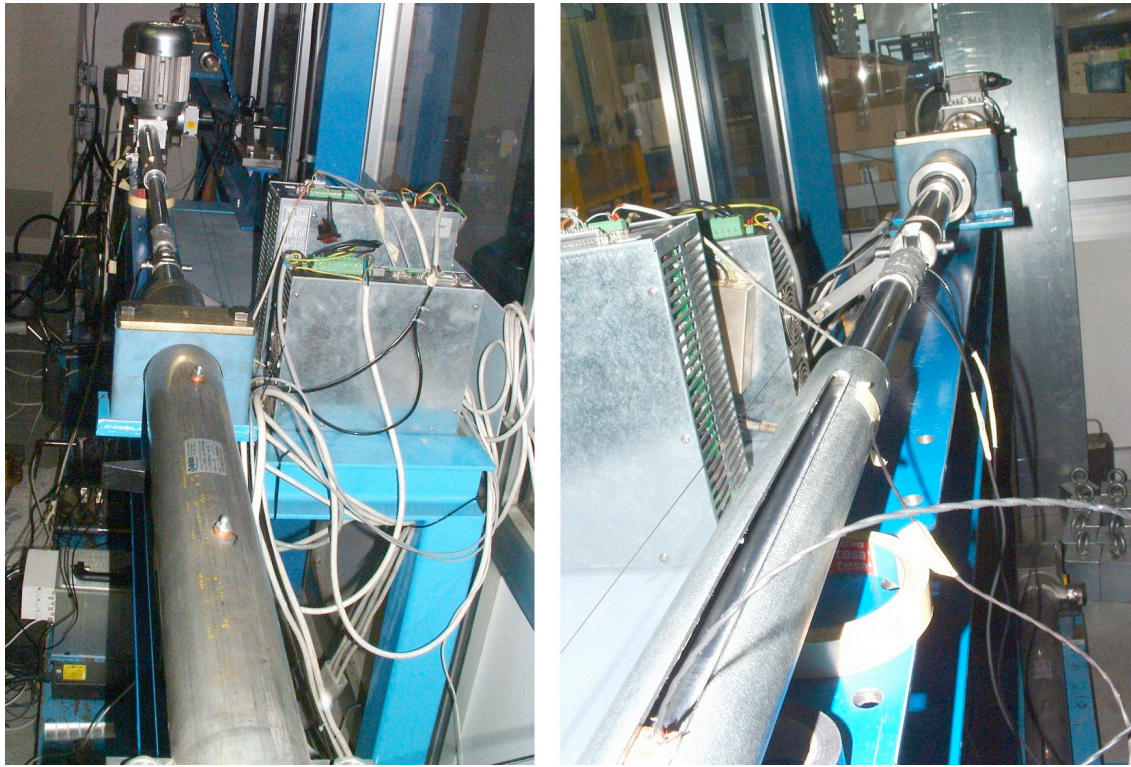


Figura 4.2: Banco prova attuatori lineari

Sono state eseguite prove su cinque modelli, dotati ciascuno di differente carico nominale massimo (7500, 4000, 2000, 1000, 500 N) e di differente velocità di traslazione nominale. Gli attuatori sono stati sottoposti ad un ciclo di carico composto da due fasi: una di moto (la corsa), ed una di attesa. Il ciclo di carico è caratterizzato dal fattore di servizio, definito come la percentuale del tempo della corsa rispetto al tempo totale del ciclo. Ogni attuatore è stato sottoposto a prova in varie condizioni di funzionamento, in particolare variando la pressione di contatto, la velocità di traslazione ed il fattore di servizio.

Sulla base dei modelli teorici di usura disponibili, si è scelto di registrare i valori della pressione di contatto all'interfaccia, della coppia torcente di reazione sul canotto, della velocità di strisciamento, della temperatura in diversi punti dell'attuatore e il numero di cicli.

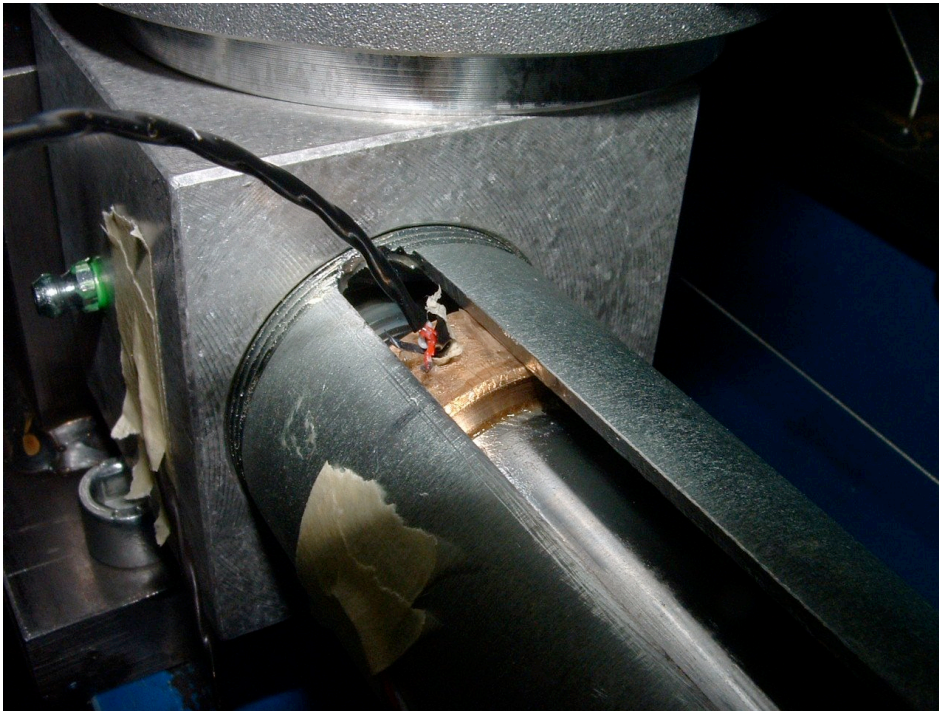


Figura 4.3: Termocoppia misura temperatura di contatto

La temperatura della zona di contatto vite-madrevite viene rilevata tramite una termocoppia inserita in un foro ricavato sulla madrevite, riempito poi con gel termo-conduttivo. Il cavo della termocoppia viene portato all'esterno tramite una fresata sul canotto per tutta la sua lunghezza, come mostrato in figura 4.3. Vengono rilevati i valori di temperatura in altri tre punti: la scatola ingranaggi, il canotto dal lato della scatola ingranaggi, il canotto dal lato dell'asta traslante. La temperatura ambiente viene rilevata per confrontarla con i dati ottenuti.

Il torsionmetro per la misura della coppia torcente è stato progettato e costruito appositamente per tale applicazione [3]. Tale torsionmetro è montato tra le aste traslanti dei due attuatori. La coppia viene misurata mediante 4 estensimetri collegati a ponte intero e disposti lungo un elica a 45° rispetto all'asse longitudinale.

La pressione di contatto è valutata in modo indiretto, attraverso la misura della

spinta assiale sulla vite, con una cella di carico HBM U9B da 10 kN.

La velocità di strisciamento viene ricavata derivando la misura dello spostamento dell'asta traslante in funzione del tempo. Lo spostamento viene rilevato tramite un encoder a filo collegato all'asta traslante. Questa misura consente anche di controllare la lunghezza della corsa dell'attuatore.

Il numero di cicli viene registrato mediante il contatore interno del PLC di controllo.

Sono stati calcolati i valori istantanei del coefficiente d'attrito e del rendimento sulla base della coppia motrice e del carico resistente.

I risultati sono stati ottenuti raggiungendo la stabilizzazione delle temperature dell'attuatore, tranne che per i carichi più gravosi per i quali le prove sono state interrotte al raggiungimento di circa 100-110 °C sulla madrevite. Infatti, si è visto che la temperatura superficiale critica alla quale il lubrificante adottato si degrada è di circa 120 °C. Oltre tale temperatura, l'attuatore diventa inservibile ed il coefficiente d'attrito rilevato aumenta in modo sensibile. Riportando la temperatura a valori più bassi il coefficiente di attrito tra vite e chiocciola rimane elevato e ciò dimostra che il processo di degrado del lubrificante non è reversibile.

Risultati sperimentali

Per tutti i modelli analizzati e per tutte le prove, le temperature presentano un andamento simile a quello riportato nella figura 4.4 ottenuta nelle seguenti condizioni di prova:

- carico: 7,5 kN
- velocità di traslazione: 10 mm/s
- fattore di servizio: 75%
- carico nominale massimo: 4 kN

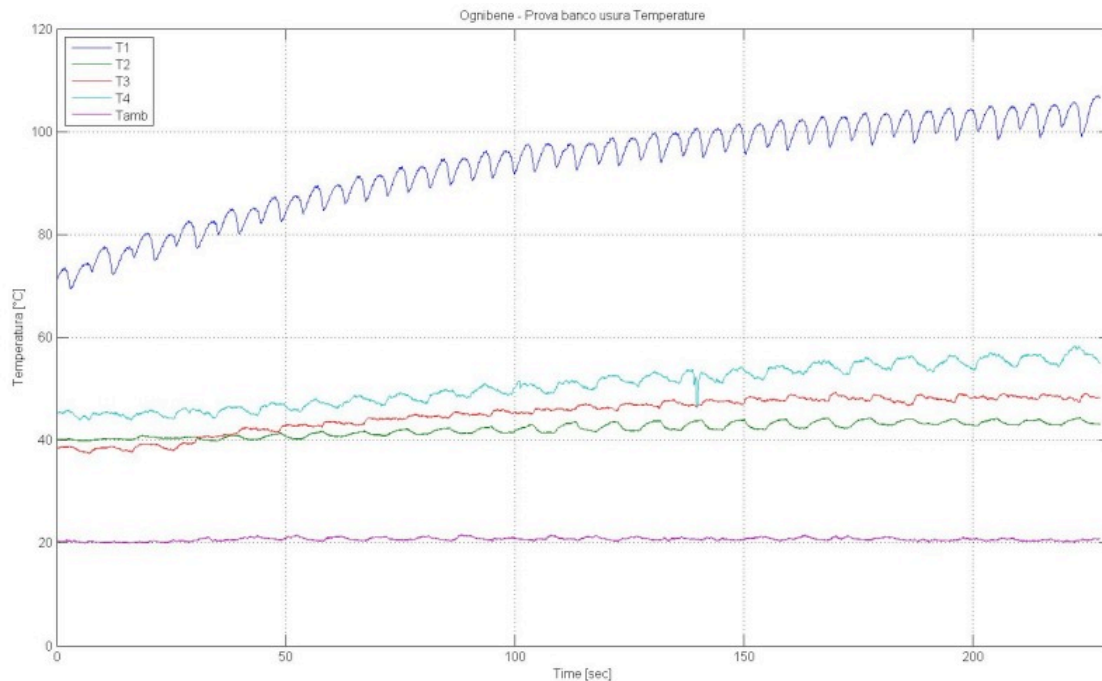


Figura 4.4: Andamento temperature

La temperatura più elevata si riferisce alla zona più vicina all'interfaccia tra chiocciola e vite e presenta un caratteristico andamento oscillatorio, dovuto ai periodi di sosta tra una corsa e l'altra, periodi che consentono il raffreddamento delle parti. Tutte le temperature tendono a stabilizzarsi nei propri valori massimi e minimi dopo un periodo di impiego, come mostra chiaramente l'andamento asintotico delle curve. La temperatura più bassa è quella ambiente.

La figura 4.5 mostra, invece, gli andamenti della coppia resistente sul canotto e del carico assiale durante le corse, ottenuti durante la prova con le seguenti condizioni di funzionamento:

- carico: 1 kN
- velocità di traslazione: 40 mm/s
- fattore di servizio: 75%
- carico nominale massimo dell'attuatore: 1 kN

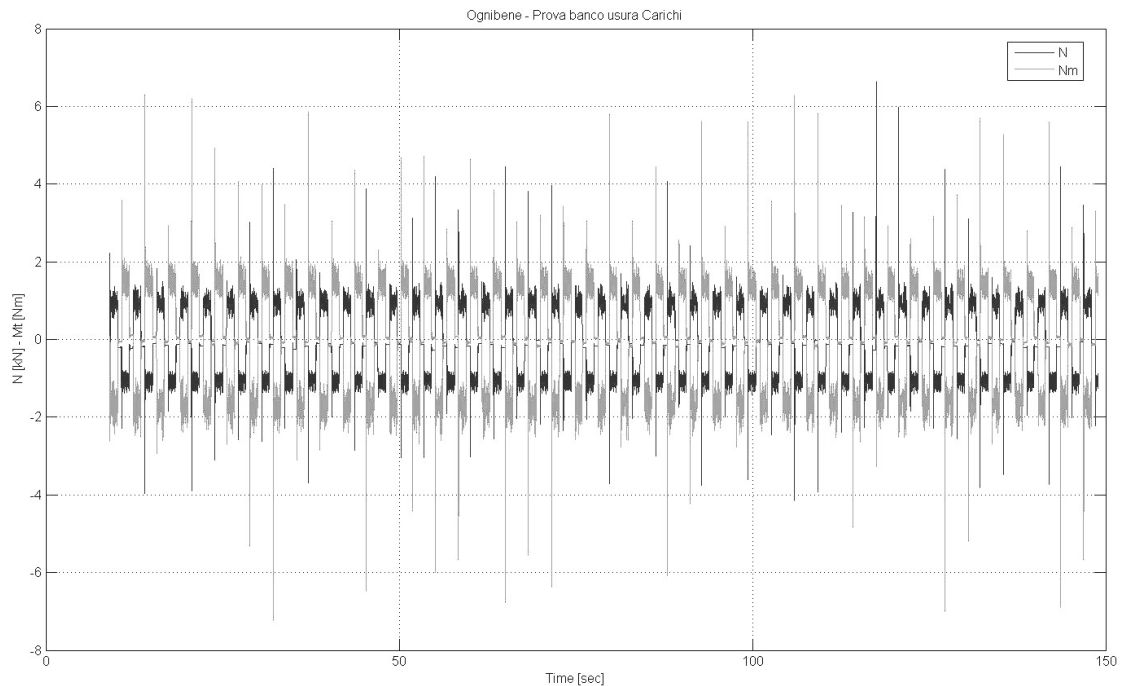


Figura 4.5: Andamento carico assiale e coppia resistente

Da tali rilievi, come detto, sono stati ricavati i valori del coefficiente di attrito e del rendimento. Si è osservata una brusca diminuzione del rendimento al di sopra della temperatura critica di circa 120°C , diminuzione che è causata dall'aumento del coefficiente d'attrito. In generale, il coefficiente di attrito risulta sensibile alla temperatura ed è anche possibile distinguere in figura un picco relativo al primo distacco.

I risultati delle prove sono riassunti nella tabella seguente. In essa sono riportate le temperature massime registrate durante le prove effettuate sui vari attuatori. Sono indicati anche i parametri principali che caratterizzano la prova, cioè il carico assiale e la velocità di traslazione dell'attuatore lineare, dai quali sono stati ricavati i valori della pressione di contatto tra vite e chiocciola e della velocità di strisciamento.

Carico [N]	Velocità traslazione [m/s]	Pressione [Mpa]	Velocità strisciamento [m/s]	A	B	$P^A \cdot v^B$ [Mpa ^A (m/min) ^B]	Tmax [°C] per fattore servizio 30%	Tmax [°C] per fattore servizio 50%	Tmax [°C] per fattore servizio 75%
2000	0,01	2,27	0,13	1	0,65	8,5	45		65
1000	0,04	1,14	0,5	1	0,65	10,4			82
2000	0,02	2,28	0,25	1	0,65	13,3		83	
700	0,1	0,90	1,26	1	0,65	15,0	62	88	
1000	0,08	1,14	1,01	1	0,65	16,4	62	78	100
4000	0,01	4,55	0,13	1	0,65	16,9		85	110
2000	0,04	2,28	0,5	1	0,65	20,9	80	100	
5000	0,01	5,68	0,13	1	0,65	21,2	81		
5500	0,01	6,25	0,13	1	0,65	23,3		110	
1300	0,1	1,48	1,26	1	0,65	24,6	105		
4000	0,02	4,56	0,25	1	0,65	26,7	95		
3000	0,04	3,41	0,5	1	0,65	31,3	105		
7500	0,01	8,53	0,13	1	0,65	31,8	95	110	
2000	0,08	2,30	1,01	1	0,65	33,1	95		

Tutti i valori di temperatura riportati si riferiscono ad una condizione di funzionamento stabilizzata, tranne quelli prossimi o superiori ai 100°C, per i motivi precedentemente esposti.

Le prove sperimentali hanno mostrato che, per gli attuatori vite-madrevite esaminati, l'equazione di Ashby, pur essendo in grado di cogliere l'andamento della temperatura di contatto, è impiegabile solo in prima approssimazione. Al posto del prodotto tra pressione di contatto e velocità di strisciamento, si è scelto come parametro indicativo delle condizioni di funzionamento dell'attuatore il parametro S , definito come:

$$S = p^A v^B$$

Dove:

- p è la pressione di contatto tra vite e chiocciola;
- v è la velocità di strisciamento;
- A e B sono due coefficienti.

I risultati sono ordinati in tabella in base proprio al valore del parametro S .

L'indagine sperimentale porta a scegliere valori di A e B pari rispettivamente a

1 e 0,65, in modo da rendere lineare, almeno in prima approssimazione, la relazione tra il parametro S e la temperatura di contatto misurata. Per gli attuatori provati, quindi, si pone:

$$S = p v^{0,65}$$

La relazione tra S e la temperatura di contatto è mostrata nella figura 4.6.

Nel diagramma sono riportate le temperature delle prove nelle quali è stato possibile raggiungere l'equilibrio termico, cioè quelle nelle quali la temperatura di equilibrio è stata minore di 100 C. Questa condizione si è verificata per le prove condotte in condizioni tali che S fosse minore di 30 Mpa (m/min)^{0,65}. Nel diagramma sono riportate anche le regressioni lineari dei punti di funzionamento delle prove.

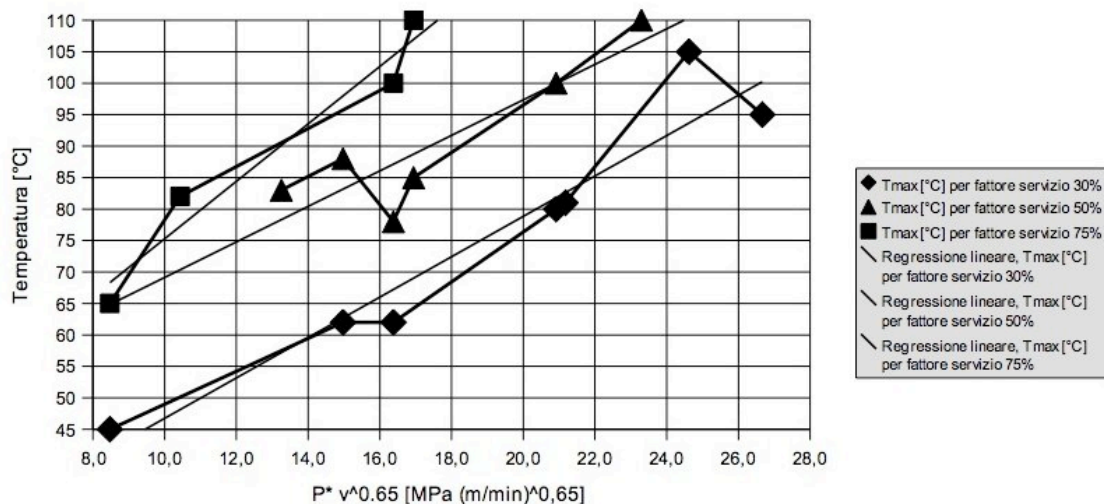


Figura 4.6: Relazione tra temperatura e parametro S

Si osserva che gli andamenti sono più regolari per elevati fattori di servizio. Infatti, il meccanismo di raffreddamento durante i periodi di sosta non è ben descritto dal modello teorico ed è influenzato da numerosi parametri dei quali non si è tenuto conto, quali la temperatura ambiente o le condizioni di ventilazione. Bassi valori del fattore di servizio danno, quindi, un peso maggiore ai fattori di incertezza presenti.

Conclusioni

Lo studio ha permesso di comprendere in modo più puntuale i meccanismi che determinano le condizioni di usura dell'accoppiamento vite-madrevite in attuatori lineari.

L'uso dell'equazione di Archard per limitare il tasso di usura comporta una limitazione della pressione di contatto. Tuttavia, le prove sperimentali e la letteratura più recente suggeriscono che l'influenza della temperatura non è trascurabile per le condizioni di carico dei moderni attuatori vite-madrevite. Se la temperatura sulla superficie di contatto aumenta, il coefficiente di usura K dell'equazione di Archard non è più costante e l'usura cresce più che linearmente con la pressione di contatto. Le condizioni di lavoro dell'attuatore peggiorano sensibilmente.

Sulla base della letteratura esaminata, dell'esperienza dei costruttori di viti e chiocciolate e dei risultati sperimentali, si propone un modello che prevede di utilizzare il parametro $S=p^A v^B$ per definire le condizioni di funzionamento di un attuatore vite madrevite: dal parametro S si può stimare la temperatura di contatto, che si è visto dipendere da S in modo lineare, e, quindi, prevedere le condizioni di funzionamento, strettamente legate alla temperatura stessa. Per gli attuatori esaminati, si è trovato che i valori dei coefficienti A e B sono rispettivamente pari a 1 e 0,65.

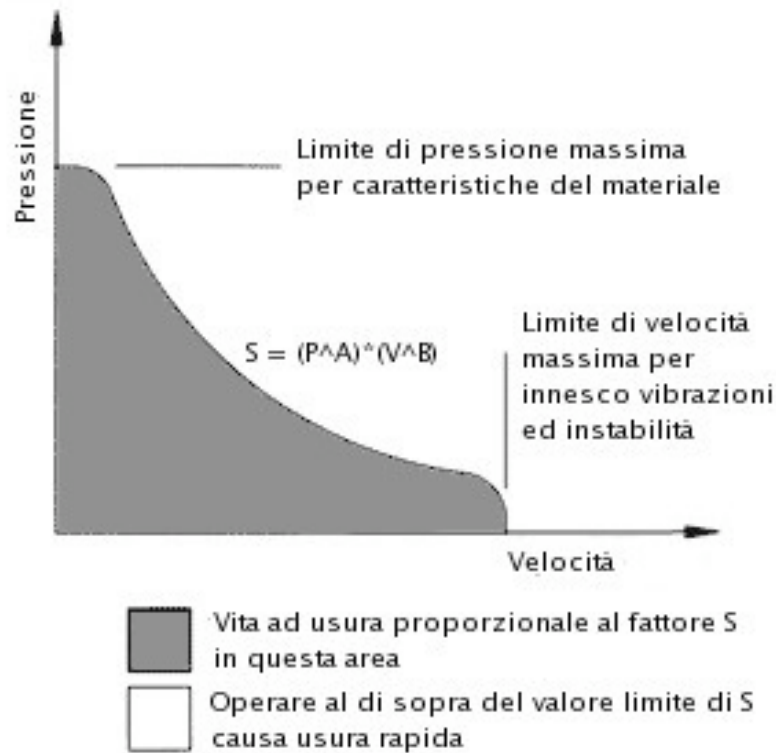


Figura 4.7: Condizioni di lavoro di attuatore vite-madrevite

Al di sopra di un valore limite di S , le condizioni di impiego diventano non accettabili. Tale condizione è sintetizzata nella figura 4.7. Il valore limite di S dipende anche dal rapporto tra tempo di impiego sotto carico e tempo di sosta. Constatato che la temperatura di contatto tra vite e chiocciola è il parametro più critico nel funzionamento di questi attuatori, viene proposta una legge sperimentale che, data pressione, velocità e fattore di servizio, stima la temperatura di esercizio.

Ringraziamenti

Ringrazio il prof. Pier Gabriele Molari per avermi dato l'opportunità di lavorare insieme e imparare molto grazie alla sua esperienza e disponibilità. Grazie per il supporto nell'affrontare l'attività di ricerca.

Ringrazio i colleghi del gruppo di ricerca, con cui ho condiviso gioie e dolori del periodo passato all'Università. Grazie in particolare ai potentissimi con cui ho condiviso più tempo: il Cricca, il Morelli, il Guzzomi e il Maraldi.

Ringrazio la Brevini S.p.A. per aver creduto in questa ricerca e, in particolare, l'ing. Manzini per il suo valido supporto tecnico e la sua disponibilità.

Grazie ai miei genitori che continuano a sostenermi e a farmi sentire la loro vicinanza.

Grazie infinite a Lucia, perché mi ha sopportato, mi sopporta e, spero, mi sopporterà sempre.

Bibliografia

- [1] S. Maldotti, P.G. Molari, "Calcolo della temperatura di equilibrio di un riduttore epicicloidale", *Atti del Convegno Nazionale dell'AIAS*, settembre 2008
- [2] S. Maldotti, L. Bottazzi, L. Menegolo, P.G. Molari, "l'influenza dello spostamento dei profili sulle perdite di potenza negli ingranaggi", *Atti del Convegno Nazionale dell'AIAS*, settembre 2007
- [3] G. Cricca, S. Maldotti, P. Morelli, "studio sperimentale delle condizioni di funzionamento di attuatori lineari vite-madrevite", *Atti del Convegno Nazionale dell'AIAS*, settembre 2006
- [4] ISO 6336, *Calculation of load capacity of spur and helical gears*, 2006
- [5] ANSI/AGMA 2101-D04, *Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth*, 2004
- [6] ISO/TR 14179-1:2001, *Gears – Thermal capacity - Part 1: Thermal Rating*
- [7] ISO/TR 14179-2:2001, *Gears – Thermal capacity - Part 2: Thermal load-carrying capacity*
- [8] ANSI/AGMA 6123-A88, *Design Manual for Enclosed Epicyclic Metric Module Gear Drives*, 1988
- [9] B-R. Höhn, K. Michaelis, T. Vollmer, "Thermal Rating of Gear Drives Balance Between Power Loss and Heat Dissipation", *AGMA Technical Paper 96FTM9*, 1996
- [10] P. Heingartner, D. Mba, "Determining Power Losses in the helical gear mesh", *Proceedings of the 2003 ASME Design Engineering Technical Conferences & Computer and Information in Engineering Conference*, ASME, 2003

- [11] L. Menegolo, “Lubrificazione del cambio di una vettura di F.1”, Tesi di Laurea, Università di Bologna, 1998
- [12] S. Pagliarani, “Riprogettazione del circuito lubrificante di una trattrice”, Tesi di Laurea, Università di Bologna, 2005
- [13] J.Kettler, “Ölsumpftemperatur von Planetengetrieben: Abschlußbericht”, *Forschungsvorhaben Nr. 313: Planetengetriebe-Sumpftemperatur*, Frankfurt, 2002
- [14] J.J. Coy, D.P. Townsend, E.V. Zaretsky, “Gearing”, *Nasa Reference Publication Nr. 1152: Nasa TR 84-C-15*, 1985
- [15] Hai Xu, “Development of a Generalized Mechanical Efficiency Prediction Methodology for Gear Pairs”, *Dissertation, Presented in partial Fulfillment of the Requirements for the Degree Doctor of Philosophy*, The Ohio State University, 2005
- [16] Hai Xu, A. Kahraman, N.E. Anderson, D. Maddock, “Prediction of Mechanical Efficiency of Parallel-axis Gear Pairs”, *Journal of Mechanical Design*, 129, 58-68, 2007
- [17] ANSI/AGMA 110.04, *Nomenclature of Gear Tooth Failure Modes*, 1980
- [18] H. Blok, “The Postulate About the Constancy of Scoring Temperature”, *Interdisciplinary Approach to the Lubrication of Concentrated Contacts*, NASA SP-237, pp. 153-248, 1970
- [19] T.A. Harris, *Rolling Bearing Analysis*, John Wiley & Sons Inc., New York, 1966
- [20] Marzocchi Pompe, *Pompe ad Ingranaggi ALP*, Catalogo, 2005
(www.marzochigroup.com/System/9570/Catalogo_ALP_ITA_ING.pdf)
- [21] G. Niemann, H. Winter, *Elementi di Macchine, Vol. II*, Edizioni di Scienza e Tecnica Milano e Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1986
- [22] G. Ruggeri, P. Righettini, *Ruote dentate con spostamento del profilo*, McGraw-Hill, Milano, 2003

- [23] J.E. Shigley, C.R. Mischke, R.G. Budynas, *Progetto e costruzione di macchine*, Edizione italiana a cura di P.G. Molari, McGraw-Hill, Milano, 2004
- [24] E.G. West, *Copper and its alloys*, Ellis Horwood, New York, 1982
- [25] UNI ISO 2901, 2902, 2903, 2904, *Filettature metriche trapezoidali ISO*, UNI, Milano, 1978
- [26] G. Niemann, *Elementi di Macchine, Vol. I*, Edizioni di Scienza e Tecnica, Milano, 1983
- [27] H.A. Rothbart, *Mechanical design and system handbook, 2a ed.*, McGraw-Hill, New York, 1985
- [28] S. Baragetti, A. Maggioni, A. Terranova, "Chiocciolate Filettate in Martinetti a Vite Rotante: Modelli Numerici e Riscontri Sperimentali", *XXXI Convegno Nazionale Associazione Italiana per l'Analisi delle Sollecitazioni (AIAS)*, Parma, Settembre 2002
- [29] S. Maldotti, "Su di un attuatore vite-madrevite", *Tesi di Laurea*, Bologna, 2005
- [30] R. Holm, *Electric contacts*, Almqvist & Wilksells Alkademiska Handbocke Hugo Gebers Forlag, Stockholm, 1946
- [31] J.F. Archard, "Contact and Rubbing of Flat Surface", *J. Appl. Phis.*, Vol. 24, 1953, pp. 981-988
- [32] G. Straffelini, *Attrito e usura, Metodologie di progettazione e controllo*, Tecniche Nuove, Milano, 2005
- [33] M.B. Peterson, W.O. Winer, *Wear Control Handbook*, ASME, New York, 1980
- [34] S.C. Lim, "Recent developments in wear-mechanism maps", *Tribology International*, Vol. 31, Nos 1-3, 1998, pp. 87-97
- [35] M.F. Ashby, J. Abulawi, H-S. Kong, *T-MAPS Software and User Manual*, Engineering Department, Cambridge, 1990